



**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

# GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

## ANÁLISIS DE MOTORES CON TECNOLOGÍAS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

Autor: Arturo Pérez Calero

Director: Juan Norverto Moriño

Madrid

Julio de 2019



## **AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESIS O MEMORIAS DE BACHILLERATO**

### **1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.**

El autor D. ARTURO PÉREZ CALERO

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: ANÁLISIS DE MOTORES CON TECNOLOGÍAS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

### **2º. Objeto y fines de la cesión.**

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor CEDE a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

### **3º. Condiciones de la cesión y acceso**

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar "marcas de agua" o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducir la en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

### **4º. Derechos del autor.**

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

### **5º. Deberes del autor.**

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e

- intereses a causa de la cesión.
- d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

**6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.**

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 01 de julio de 2019....

**ACEPTA**

Fdo.....  


Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título  
ANÁLISIS DE MOTORES CON TECNOLOGÍAS DE RELACIÓN  
DE COMPRESIÓN VARIABLE.....  
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el  
curso académico 2018-19..... es de mi autoría, original e inédito y  
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es  
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada  
de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Arturo Pérez Calero

Fecha: 04. / 07. / 2019.

Autorizada la entrega del proyecto  
EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Juan Norverto Morfiño

Fecha: 3 / 7 / 2019







**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

# GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

## ANÁLISIS DE MOTORES CON TECNOLOGÍAS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

Autor: Arturo Pérez Calero

Director: Juan Norverto Moriño

Madrid

Julio de 2019





# ANÁLISIS DE MOTORES CON TECNOLOGÍAS DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

**Autor: Pérez Calero, Arturo**

Director: Norberto Moriñigo, Juan

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

## RESUMEN DEL PROYECTO

### 1.- Introducción

La relación de compresión expresa en qué magnitud se comprime un fluido. En el caso de un motor de combustión interna (objeto del estudio de este Proyecto), el fluido es una mezcla de aire con combustible pulverizado y el medio es el interior de los cilindros. En su interior, el pistón comprime dicha mezcla cuando avanza desde su punto muerto inferior (PMI) hasta su punto muerto superior (PMS). En función del recorrido (o carrera) del pistón para llevar a cabo este movimiento, la mezcla tendrá un distinto grado de compresión, expresándose de la forma  $x:1$ , siendo  $x$  el número de veces que se reduce el volumen de la mezcla una vez comprimida.

La relación de compresión es un parámetro con gran relevancia en el diseño de un motor de combustión interna. Sin embargo, en un motor convencional, dicho parámetro tiene un valor fijo.

Debido a que un motor funciona en múltiples puntos de trabajo, resulta lógico pensar que para cada uno de ellos existe una relación de compresión idónea, en vez de una única para todos ellos. Es aquí donde surge el concepto de relación de compresión variable.

Esta idea ha sido uno de los grandes retos de la Ingeniería Mecánica durante finales del siglo XX y principios del XXI. Muchas firmas automovilísticas han intentado desarrollar un motor con la capacidad de variar su relación de compresión en plena marcha, algunas de ellas con éxito. Sin embargo, nunca se llegaron a comercializar debido a diversos problemas como altos costes de producción o bajo ciclo de vida.

En el año 2000, Saab presentó el primer motor de compresión variable de la historia. Se trataba de un motor de Ciclo Otto (gasolina), que prometía unos grandes ahorros en combustible y mejoras en la eficiencia térmica. Este motor podía variar su relación de compresión entre 8:1 y 14:1. Más tarde, en el año 2009, Peugeot presentó su propio motor de compresión variable, también de Ciclo Otto. Aseguraba unos resultados similares a los de Saab, pero con una relación de compresión de entre 7:1 y 20:1. Por desgracia, por los problemas anteriormente mencionados, estos dos motores nunca llegaron a comercializarse.

Hubo que esperar hasta el año 2017 para que Toyota presentara otra patente en relación al mundo de la compresión variable. Sin embargo, aún no se ha montado en

ningún motor, por lo que apenas se tienen datos sobre las prestaciones ni características que tendría.

Finalmente, en el año 2019, Infiniti ha presentado el primer motor con tecnología de relación de compresión variable (también de Ciclo Otto) que actualmente se comercializa montado en uno de sus modelos. Este motor, denominado VC-T Engine, posee la capacidad de variar su relación de compresión entre 8:1 y 14:1 y ha conseguido superar todos los inconvenientes que poseían los motores anteriormente mencionados.

El objeto de este Proyecto será, por tanto, reproducir el funcionamiento del motor desarrollado por Infiniti para verificar las mejoras en su comportamiento que la marca promete.

## **2.- Metodología**

La reproducción del comportamiento del VC-T Engine se realizará mediante la modelización de su ciclo termodinámico a través de un programa de simulación llamado “Cyclepad”.

“Cyclepad” es un simulador de ciclos termodinámicos ideales muy potente. Sin embargo, el ciclo que se produce en el interior de un motor no es exactamente igual al ideal. De modo que para el diseño del VC-T Engine, se partirá de un Ciclo Otto teórico, al que se le añadirán diferentes procesos termodinámicos que simulen las principales diferencias entre ambos. Dichas diferencias son muchas, pero algunas de ellas no tienen una especial relevancia en el ciclo termodinámico y otras son imposibles de simular usando este programa. Por tanto, las que finalmente se han considerado son el adelanto en la apertura del escape (que ocasiona una leve pérdida de potencia al final del proceso de expansión) y la combustión mixta a presión y volumen constante (en el Ciclo Otto ideal sólo tiene lugar una combustión a volumen constante).

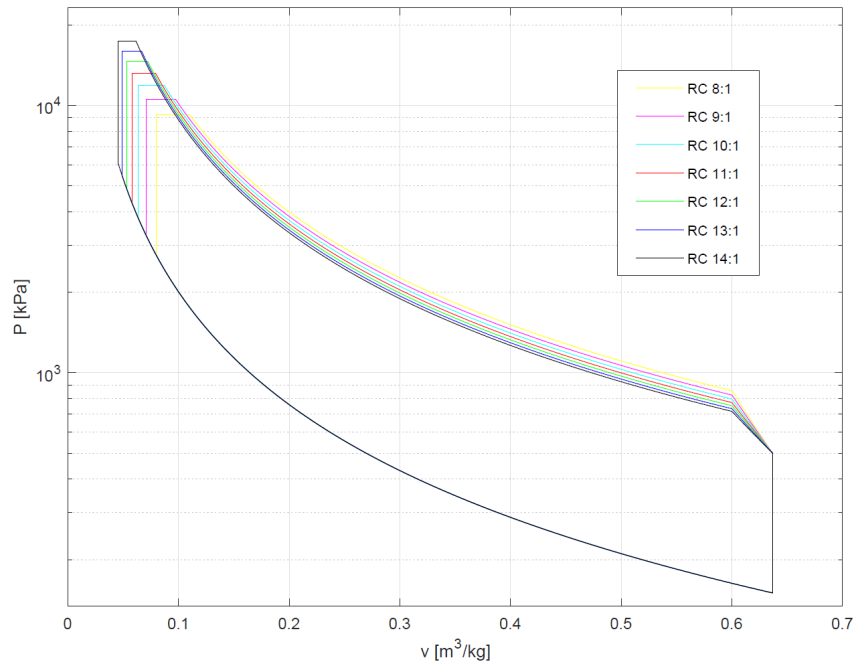
El adelanto en la apertura de escape se simulará mediante una expansión secundaria que tiene lugar durante la última parte de la principal y, por su parte, la combustión mixta se tendrá en cuenta añadiendo una combustión isobárica después de la isocórica. Además, se considerarán unas pérdidas mecánicas totales del 12%.

Una vez diseñado el ciclo, éste se ajustará mediante sus distintos parámetros para que se asemeje lo máximo posible al motor diseñado por Infiniti. Para el diseño, se ha considerado que el combustible que entra en el cilindro es el máximo en todo momento, es decir, que el motor está funcionando a plena carga.

## **3.- Resultados**

Con el ciclo totalmente ajustado, se puede proceder al estudio de la influencia en la relación de compresión sobre éste.

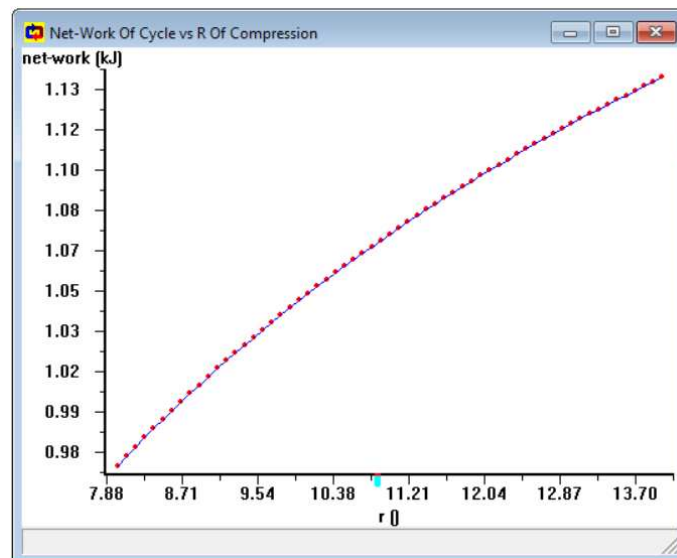
Se ha comenzado mediante la representación del diagrama P-V del ciclo a distintas relaciones de compresión, dentro de los límites del VC-T Engine. El resultado es el siguiente.



**ILUSTRACIÓN 1: DIAGRAMAS P-V A DISTINTAS RELACIONES DE COMPRESIÓN**

De donde se concluye que, a mayor relación de compresión, más recorrido tendrá la curva correspondiente a la compresión y, por tanto, mayor recorrido tendrá también la expansión, liberando una mayor cantidad de energía por cada ciclo, ya que se comprueba que el balance de energías es cada vez más positivo. Por tanto, a mayor relación de compresión, el ciclo tendrá más potencia, ya que ambas variables son directamente proporcionales.

Para verificar dicho aumento de potencia, se realiza un análisis de sensibilidad de la relación de compresión sobre el trabajo neto del ciclo. No se realiza sobre la potencia porque este parámetro depende de las revoluciones del motor, por lo que no es inherente al ciclo, al contrario que el trabajo neto.



**ILUSTRACIÓN 2: ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL TRABAJO NETO**

Como se puede observar, la energía generada por cada ciclo (y por lo tanto la potencia), es más grande cuanto mayor es la relación de compresión. Para una situación de plena carga y una velocidad de giro del motor de 6,000 rpm, la potencia oscilaría entre un valor mínimo de 230.5 CV y uno máximo de 269 CV.

En cuanto al rendimiento térmico del ciclo, también se incrementa cuando aumenta la relación de compresión, teniendo un valor mínimo de 54.88% y uno máximo de 64.07%.

#### **4.- Conclusiones**

Los resultados obtenidos permiten concluir que la relación de compresión variable tiene un efecto muy significativo sobre el ciclo termodinámico y sobre su potencia y rendimiento. Lo que permite modificar su comportamiento de forma considerable en plena marcha.

Siguiendo el diseño de Infiniti, cuando el motor se encuentre funcionando a una alta carga, éste bajará su relación de compresión para evitar excesivas temperaturas y presiones. De este modo los cilindros no sufren en exceso y se expulsan menos NO<sub>x</sub> por ciclo a la atmósfera. Además, como el tipo de conducción asociado a altas cargas suele darse en carretera, donde no es necesaria una gran potencia, la pérdida de la misma por la disminución de la relación de compresión no afecta a la conducción.

Por otra parte, cuando el motor tenga aplicada una baja carga, la relación de compresión aumentará, provocando un aumento de la potencia y el rendimiento. Esta conducción suele estar asociada a ciudad, por lo que el motor se comportará aportando una mayor potencia y ahorrando combustible. Además, la alta relación de compresión podría ocasionar presiones y temperaturas demasiado altas, pero como está entrando poco combustible en los cilindros (baja carga), este escenario no se da, por lo que los cilindros tampoco soportan presiones y temperaturas excesivas ni se emiten demasiados NO<sub>x</sub> por ciclo a la atmósfera.

En definitiva, la relación de compresión variable genera un considerable ahorro de combustible mientras aporta la potencia necesaria en cada momento. Comportándose con la eficiencia de un motor de Ciclo Diésel en ciudad y con la potencia de un motor de Ciclo Otto con turbo en carretera, mientras minimiza las emisiones de NO<sub>x</sub>.

## 5.- Referencias

- [1] Página web de Saab sobre el Motor de compresión variable Saab SVC.  
<http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>
- [2] Artículo sobre el motor de compresión variable Saab SVC.  
<https://www.diariomotor.com/noticia/saab-motor-relacion-compresion-variable/>
- [3] Artículo sobre el motor de compresión variable Saab SVC.  
<https://www.km77.com/tecnica/motor/motorsaabsvc/t02.asp>
- [4] Artículo sobre el motor de compresión variable Peugeot 1.5 MCE-5 VCRI.  
<https://www.diariomotor.com/2009/02/24/peugeot-presenta-un-revolucionario-motor-15-mce-5-vcri/amp/>
- [5] Artículo sobre el motor d compresión variable Peugeot 1.5 MCE-5 VCRI.  
<https://www.greencarcongress.com/2009/02/mce-5-developme.html>
- [6] Artículo sobre las bielas de compresión variable de Toyota.  
<https://www.google.com/amp/s/www.actualidadmotor.com/toyota-patente-motor-compresion-variable/amp/>
- [7] Página web de Infiniti.  
<https://www.infiniti.es/universo-infiniti/potencia-rendimiento>
- [8] Artículo sobre el motor de compresión variable Infiniti VC-T Engine.  
<https://www.diariomotor.com/2016/09/18/como-funciona-motor-compresion-variable/amp/>
- [9] Artículo sobre el motor de compresión variable Infiniti VC-T Engine.  
<https://www.motorpasion.com/tecnologia/asi-es-como-funciona-el-motor-turbo-de-compresion-variable-de-infiniti-y-por-que-te-interesa>



# ANALYSIS OF ENGINES WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO TECHNOLOGIES

## 1.- Introduction

The compression ratio expresses in which magnitude a fluid is compressed. In the case of an internal combustion engine (object of the study of this Project), the fluid is a mixture of air with pulverized fuel and the environment is the inside of the cylinders. Inside, the piston compresses the mixture when it advances from its bottom dead center (BDC) to its top dead center (TDC). Depending on the piston stroke, the mixture will have a different degree of compression, expressed as  $x:1$ , where  $x$  is the number of times the volume of the mixture is reduced once compressed.

The compression ratio is a very important parameter in the design of an internal combustion engine. However, in a conventional engine, this parameter has a fixed value.

Due to an engine operates at multiple duty points, it is logical to think that there is an ideal compression ratio for each of them, rather than a single compression ratio for all of them. This is where the concept of variable compression ratio arises.

This idea has been one of the greatest challenges of Mechanical Engineering during the late twentieth and early twenty-first century. Many automobile brands have tried to develop an engine with the ability to vary its compression ratio, some of them successfully. However, they were never marketed due to various problems, such as high production costs or low life cycle.

In 2000, Saab introduced the first variable compression engine in history. It was an Otto Cycle (petrol) engine, promising big fuel savings and improvements in thermal efficiency. This engine could vary its compression ratio between 8:1 and 14:1. Later, in 2009, Peugeot introduced its own variable compression engine, also an Otto Cycle. It ensured similar results to Saab, but with a compression ratio between 7:1 and 20:1. Unfortunately, due to the problems mentioned above, these two engines were never marketed.

It was not until 2017 that Toyota launched another patent into the world of variable compression ratio. However, it has not yet been installed on any engine, so there is hardly any data on the performance or characteristics it would have.

Finally, in 2019, Infiniti presented the first engine with variable compression ratio technology (also an Otto Cycle) that is currently marketed and installed on one of its models. This engine, called VC-T Engine, has the ability to vary its compression ratio between 8:1 and 14:1 and has managed to overcome all the problems that had the engines mentioned above.

The object of this Project will be, therefore, to reproduce the operation of the engine developed by Infiniti to verify the improvements the brand promises in its behavior.

## 2.- Methodology

The behavior of the VC-T Engine will be reproduced by modelling its thermodynamic cycle through a simulation program called "Cyclepad".

"Cyclepad" is a very powerful simulator of ideal thermodynamic cycles. However, the cycle that occurs inside an engine is not exactly the same as the ideal. Therefore, for the design of the VC-T Engine, an ideal Otto Cycle will be used. Afterwards, different thermodynamic processes will be added to simulate the main differences between the two of them. These differences are many, but some of them do not have a special relevance in the thermodynamic cycle and others are impossible to simulate using this program. Therefore, the ones that have finally been considered are the advance in the exhaust opening (which causes a slight loss of power at the end of the expansion process) and the mixed combustion at constant pressure and volume (in the ideal Otto Cycle only a constant volume combustion takes place).

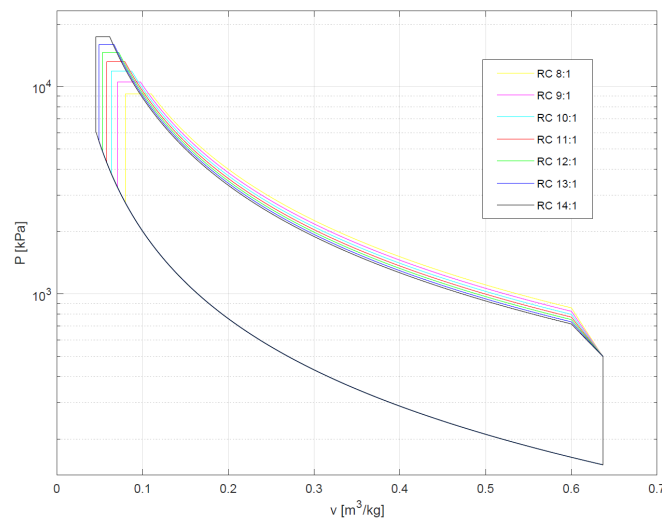
The advance in the exhaust opening will be simulated by means of a secondary expansion that takes place during the last part of the main one. On the other hand, the mixed combustion will be taken into account by adding an isobaric combustion after the isochoric one. In addition, a total of 12% of mechanical losses will be considered.

Once the cycle has been designed, it will be adjusted by means of its various parameters so that it resembles as closely as possible to the engine designed by Infiniti. For the design, the fuel entering the cylinder is considered to be the maximum at all times, i.e. the engine is running at full load.

## 3.- Results

With the cycle fully adjusted, the influence on the compression ratio can be studied.

Firstly, the P-V diagram of the cycle has been represented at different compression ratios, within the limits of the VC-T Engine. The result is as follows.

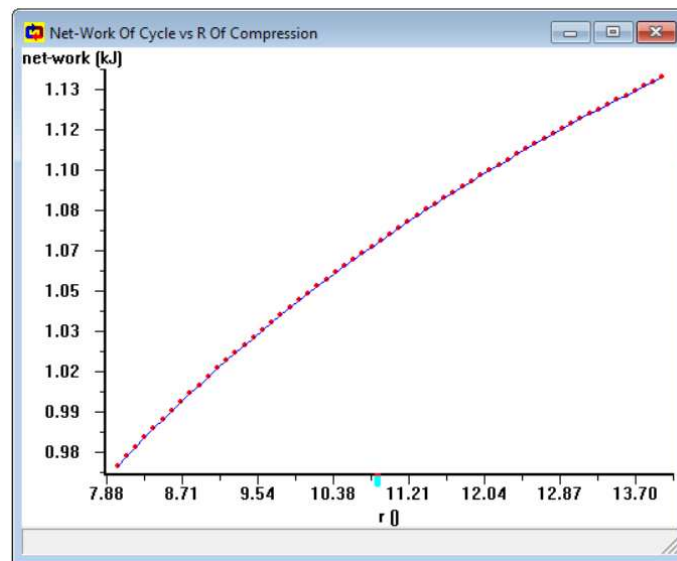


**ILLUSTRATION 1: P-V DIAGRAMS AT DIFFERENT COMPRESSION RATIOS**



From which it is concluded that, the greater the compression ratio, the greater the curve corresponding to the compression and, therefore, the greater the expansion, releasing a greater amount of energy per cycle, since it is proven that the energy balance is increasingly positive. Therefore, the higher the compression ratio, the more power the cycle will have, since both variables are directly proportional.

To verify this increase in power, an analysis is made to the sensitivity of the net work to the compression ratio of the cycle. It is not carried out on the power because this parameter depends on the revolutions of the engine, so it is not inherent to the cycle, unlike the net work.



**ILLUSTRATION 2: SENSITIVITY OF THE NET WORK TO THE COMPRESSION RATIO**

As it can be seen, the energy generated by each cycle (and therefore the power), is greater the higher the compression ratio. For a full load situation and an engine speed of 6,000 rpm, the power would range from a minimum of 230.5 HP to a maximum of 269 HP.

As for the thermal efficiency of the cycle, it also increases when the compression ratio increases, having a minimum value of 54.88% and a maximum of 64.07%.

#### 4.- Conclusions

The results obtained allow to conclude that the variable compression ratio has a very significant effect on the thermodynamic cycle and on its power and efficiency. This makes it possible to modify its behavior considerably in during operation.

Following Infiniti's design, when the engine is running at a high load, it will lower its compression ratio to avoid excessive temperatures and pressures. In this way, the cylinders do not suffer excessively and the NOx is expelled into the atmosphere per cycle is reduced. In addition, as the type of driving associated with high loads usually occurs

on the road, where a great deal of power is not necessary, the loss of power due to the decrease in the compression ratio does not affect driving.

On the other hand, when the engine has applied a low load, the compression ratio will increase, causing an increase in power and performance. This driving is usually associated with city driving, so the engine will behave providing more power and saving fuel. In addition, the high compression ratio could cause too high pressures and temperatures, but as low quantity of fuel is entering the cylinders (low load), this scenario does not occur, so the cylinders do not withstand excessive pressures and temperatures, and not too many NOx are emitted to the atmosphere per cycle.

To conclude, the variable compression ratio generates a considerable amount of fuel saving while providing the necessary power at all times. Combining the efficiency of a Diesel Cycle engine in the city and the power of an Otto Cycle engine with turbo on the road, while minimizing NOx emissions.

## 6.- References

- [1] Saab's SVC compression variable engine web page.  
<http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>
- [2] Saab's SVC compression variable engine article.  
<https://www.diariomotor.com/noticia/saab-motor-relacion-compresion-variable/>
- [3] Saab's SVC compression variable engine article.  
<https://www.km77.com/tecnica/motor/motorsaabsvc/t02.asp>
- [4] Peugeot's 1.5 MCE-5 VCRi variable compression engine article.  
<https://www.diariomotor.com/2009/02/24/peugeot-presenta-un-revolucionario-motor-15-mce-5-vcri/amp/>
- [5] Peugeot's 1.5 MCE-5 VCRi variable compression engine article.  
<https://www.greencarcongress.com/2009/02/mce-5-developme.html>
- [6] Toyota's variable-length connecting rods article.  
<https://www.google.com/amp/s/www.actualidadmotor.com/toyota-patente-motor-compresion-variable/amp/>
- [7] Infiniti's web page.  
<https://www.infiniti.es/universo-infiniti/potencia-rendimiento>
- [8] Infiniti's VC-T Engine variable compression motor article.  
<https://www.diariomotor.com/2016/09/18/como-funciona-motor-compresion-variable/amp/>
- [9] Infiniti's VC-T Engine variable compression motor article.  
<https://www.motorpasion.com/tecnologia/asi-es-como-funciona-el-motor-turbo-de-compresion-variable-de-infiniti-y-por-que-te-interesa>

# Índice

I. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO .....	1
1.- Introducción.....	3
2.- Qué es la relación de compresión .....	3
3.- Relación de compresión variable.....	4
II. ESTADO DEL ARTE DE LOS MOTORES CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE.....	7
1.- Tecnologías de relación de compresión variable .....	9
1.1.- Culata móvil .....	9
1.2.- Cigüeñal descentrado .....	11
1.3.- Bielas de longitud variable .....	13
1.4.- Multi-Link y Harmonic Drive .....	13
III. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DESARROLLADO .....	17
1.- Objetivos.....	19
2.- Cyclepad.....	19
3.- Entorno de trabajo.....	20
4.- Modificaciones al modelo ideal.....	22
4.1.- Adelanto en la apertura de admisión .....	23
4.2.- Retraso en el cierre de admisión .....	23
4.3.- Adelanto en la apertura de escape .....	24
4.4.- Retraso en el cierre de escape .....	24
4.5.- Combustión isocórica e isobárica .....	25
5.- Modelo desarrollado .....	26
6.- Verificación del modelo desarrollado.....	29
7.- Representación del diagrama P-V del ciclo .....	33
IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	35
1.- Cambios en el ciclo termodinámico .....	37
2.- Análisis de sensibilidad .....	39
2.1.- Rendimiento.....	39
2.2.- Potencia.....	40

V. CONCLUSIONES .....	43
1.- Temperatura y presión máximas .....	46
2.- Potencia y rendimiento .....	47
3.- Emisiones de NOx .....	48
4.- Valoración final .....	48
VI. BIBLIOGRAFÍA .....	49
ANEXO I.....	53
Puntos (RC 14:1).....	55
Procesos termodinámicos (RC 14:1) .....	56
Puntos (RC 13:1).....	57
Procesos termodinámicos (RC 13:1) .....	58
Puntos (RC 12:1).....	58
Procesos termodinámicos (RC 12:1) .....	59
Puntos (RC 11:1).....	60
Procesos termodinámicos (RC 11:1) .....	61
Puntos (RC 10:1).....	62
Procesos termodinámicos (RC 10:1) .....	63
Puntos (RC 9:1).....	64
Procesos termodinámicos (RC 9:1) .....	65
Puntos (RC 8:1).....	66
Procesos termodinámicos (RC 8:1) .....	67
ANEXO II.....	69
Propiedades del ciclo para RC desde 13:1 hasta 8:1 .....	71
ANEXO III.....	73
Código para la representación del diagrama P-V .....	75

# **I. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO**



## 1.- Introducción

La relación de compresión en un motor expresa el grado de compresión volumétrica al que se va a someter la mezcla de combustible en el interior de sus cilindros y está directamente relacionada con el tamaño y recorrido de los pistones.

Cualquier motor de combustión interna tiene una cierta relación de compresión. Sin embargo, esta relación de compresión es siempre constante independientemente del punto de funcionamiento en el que se encuentre el motor. De este modo, un motor convencional sólo puede modificar su comportamiento mediante dos parámetros: el embrague de distintas marchas y la modificación de sus propias revoluciones.

Los motores de relación de compresión variable son un paso más en el desarrollo de los motores de combustión interna. Éstos, como su propio nombre indica, son capaces de variar la relación de compresión dentro de sus cilindros. Lo que provoca que sean capaces de conformar nuevos puntos de trabajo dentro de los determinados por los dos parámetros que se han mencionado anteriormente (marchas y revoluciones). Mediante la implantación de esta tecnología, los motores de relación de compresión variable plantean una buena alternativa para dar una mayor potencia y rendimiento que un motor convencional mientras se reduce el consumo.

En el mundo automovilístico actual, en el que la eficiencia y los bajos consumos priman más que nunca, esta tecnología podría hacer frente a los motores eléctricos mientras éstos se terminan de instaurar.

## 2.- Qué es la relación de compresión

Como se ha comentado anteriormente, la relación de compresión expresa en qué magnitud se comprime un fluido. Puede existir una relación de compresión para distintos tipos de máquinas con distintos fluidos. Sin embargo, en el caso de un motor de combustión interna, el fluido que se comprime es el aire mezclado con combustible, mientras que el medio es el interior de los cilindros. De la compresión de la mezcla se encargan los pistones.

Matemáticamente, la relación de compresión es la relación entre el volumen máximo y mínimo del cilindro, que varía según la posición en la que se encuentre el pistón. Este volumen será máximo cuando el pistón esté en su punto muerto inferior, y mínimo cuando se encuentre en su punto muerto superior. El volumen mínimo del cilindro coincide con el volumen de la cámara de combustión. La expresión es:

$$RC = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot s + V_c}{V_c} \quad (1)$$

Donde:

- $d$  es el diámetro del pistón.
- $s$  es la carrera del pistón.
- $V_c$  es el volumen de la cámara de combustión.

La relación de compresión de un motor se expresa como: X:1. Donde la X es un número que indica que el volumen de mezcla que entra en el cilindro, se reduce X veces una vez que el pistón llega a su punto muerto superior.

En el automovilismo existen dos grandes tipos de motores de combustión interna en función del combustible que utilizan: diésel o gasolina. A parte del combustible, se diferencian en que cada uno realiza un ciclo termodinámico distinto. Los motores que emplean diésel realizan el ciclo Diésel y los motores de gasolina, el ciclo Otto. Al ser dos ciclos termodinámicos distintos, con diferentes combustibles, la relación de compresión empleada será distinta. Los motores de ciclo Diésel emplean una relación de compresión de entre 16:1 y 24:1, mientras que las relaciones de compresión de los motores de ciclo Otto son más bajas: entre 7:1 y 13:1.

Esta diferencia de relación de compresión se debe a varios motivos. El más relevante es que, en el ciclo Diésel, la explosión de la mezcla se produce por compresión pura, por lo que será necesario una mayor compresión. Por el contrario, en el ciclo Otto, la relación de compresión es menor porque la explosión de la mezcla se produce debido a la chispa de las bujías. Si se aumentara más la relación de compresión, la mezcla podría detonar antes de que la bujía hiciera saltar la chispa, ocasionando una pérdida de potencia, vibraciones no deseadas y posibles daños en el cilindro.

Un motor de combustión interna es una máquina muy compleja, en la que intervienen muchos aspectos y campos de la ingeniería. Como pueden ser la Mecánica, Termodinámica, Química, Mecánica de Fluidos, etc.

### 3.- Relación de compresión variable

Como ya se ha comentado, la relación de compresión es un parámetro muy importante en el diseño de un motor de combustión interna. Por tanto, sería muy interesante poder controlarla en tiempo real y, así, modificar el comportamiento del motor en pleno funcionamiento.

Debido a que un motor trabaja en diferentes puntos de funcionamiento (revoluciones y marchas), tiene sentido asumir que, para cada uno de ellos existe una relación de compresión ideal, que puede variar en función de lo que se le esté exigiendo al motor



en cada momento. Esto es naturalmente imposible de conseguir si dicha relación de compresión se mantiene constante. Es de esta idea de donde viene la concepción de los motores de relación de compresión variable. Motores que, sin ser un gran cambio de paradigma en su campo, presentan una vuelta más de tuerca que podría suponer una considerable mejora en cuanto al aumento del rendimiento y la potencia, así como en la reducción de emisiones respecto a un motor convencional.

A mayor relación de compresión, más eficiencia y potencia tendrá el motor<sup>1</sup>. Por lo tanto, éste variará dicha relación de compresión según la situación de carga a la que esté sometido y la potencia que se esté demandando.

Como ya se ha visto en la **Ecuación (1)**, la relación de compresión depende del área del pistón, su carrera y el volumen de la cámara de combustión. Cualquier método para lograr una relación de compresión variable se basa en modificar alguno de estos parámetros.

---

<sup>1</sup> Estos comportamientos del motor serán comprobados y analizados posteriormente en las simulaciones.



## **II. ESTADO DEL ARTE DE LOS MOTORES CON RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE**



## 1.- Tecnologías de relación de compresión variable

Aunque pueda parecer una idea y una tecnología muy reciente, lo cierto es que no es así. Los motores de relación de compresión variable fueron concebidos hace bastantes años y es una de las grandes metas de la Ingeniería Mecánica. Se han ideado diversos métodos para la obtención de una relación de compresión variable, incluso se ha llegado a diseñar motores en los que se implementaba esta tecnología. Sin embargo, ninguno de ellos llegó a comercializarse.

Ha habido que esperar hasta el año 2019 para que el primer motor de relación de compresión variable salga al mercado y, además, esté equipado de serie en un modelo de coche.

A continuación, se expondrán las diferentes tecnologías desarrolladas por parte de grandes firmas de coches para lograr una relación de compresión variable en ciclos Otto.

### 1.1.- Culata móvil

Fue Saab Automobile AB, la ya disuelta marca sueca, la que realizó la primera patente para un motor de relación de compresión variable en el Salón del Automóvil de Ginebra del año 2000: el Saab SVC (Saab Variable Compression), mostrado en la [Figura 1](#). Un motor de ciclo Otto con 5 cilindros en línea, 1.6 L de cilindrada y 225 CV de potencia.

Ideado por el ingeniero Per Gillbrand, el SVC se basa en un bloque motor fijo y una culata móvil, denominada culata "Monohead". Ésta se encuentra conectada al bloque mediante una articulación de accionamiento hidráulico (que puede observarse en la [Figura 2](#)) sobre la que pivota, produciéndose un movimiento angular relativo entre ambos cuerpos de hasta 4°.

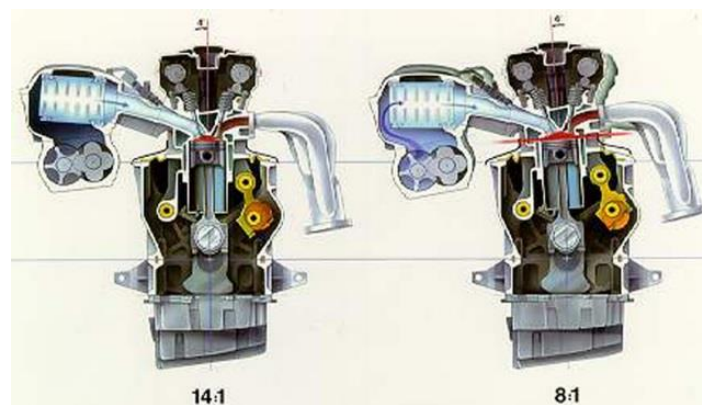


FIGURA 1: SVC [15]



FIGURA 2: CULATA MÓVIL DEL SVC [16]

El bloque motor contiene el cigüeñal, las bielas y los pistones, mientras que los cilindros están unidos a la culata. De esta forma, con el movimiento angular de ésta, se consigue variar el volumen de la cámara de combustión, ya que varía la distancia entre la cabeza del pistón (cuando éste se encuentra en su punto muerto superior) y la parte superior del cilindro. Gracias a esto, la relación de compresión puede variar entre 14:1 cuando culata y bloque están alineados y 8:1 cuando la culata se encuentra en el punto más elevado (**Figura 3**). La transición entre estos dos valores pico se realiza de manera continua, pudiéndose fijar relaciones de compresión intermedias.



**FIGURA 3: LÍMITES DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN DEL SVC [17]**

Todo el mecanismo se encuentra sellado mediante un fuelle de goma que impide la pérdida de aceite.

Además, el SVC de Saab poseía una sobrealimentación por compresor. Algo poco común por aquella época porque aún no se había experimentado con el concepto de “downsizing”<sup>2</sup> y la mayoría de los motores eran atmosféricos y de grandes cilindradas.

De esta forma, en situaciones de baja carga el compresor reducía su presión de soplado y se aumentaba la relación de compresión hasta 14:1 para lograr un gran rendimiento. Por el contrario, en situaciones de alta carga la presión de soplado del compresor se aumentaba (para introducir más mezcla en los cilindros y a mayor presión) y se reducía la relación de compresión hasta 8:1 para obtener así una elevada potencia.

Saab presumía de que, con este motor, la eficiencia térmica podría mejorar entre un 4% y un 5%, mientras que el consumo total bajaría en un 30%.

Desafortunadamente, este motor no llegó a comercializarse. Tras la compra de la firma sueca por parte de General Motors, su desarrollo fue cancelado debido a diversos

---

<sup>2</sup> El “downsizing” es una técnica que comenzó a usarse a principios del siglo XXI. Consiste en hacer motores más complejos, pero más pequeños, potentes y eficientes mediante el empleo de nuevos procesos, como la inclusión de un compresor o, más tarde, un turbocompresor.

inconvenientes. Entre ellos, los altos costes que suponía su fabricación en serie y el escaso ciclo de vida que poseía.

## 1.2- Cigüeñal descentrado

El siguiente paso en la evolución de la relación de compresión variable fue el empleo de un cigüeñal descentrado. Esta tecnología empezó a gestarse en el año 1997 por PSA Peugeot y fue presentada en 2009 tras 12 años de desarrollo. Con esta nueva técnica perseguían el objetivo de mejorar las prestaciones del Saab SVC y corregir los fallos que lo hicieron inviable.

En el salón del automóvil de Ginebra presentaron un motor que incluía esta tecnología: el Peugeot 1.5 MCE-5 VCRI. Se trataba de un motor de ciclo Otto con una cilindrada de 1.5 L, repartida en 4 cilindros en línea, 220 CV de potencia y un turbocompresor de dos etapas.

Peugeot prometía unas mejoras en rendimientos y en potencia similares a las que Saab presentó en su día. El objetivo era el mismo: lograr una relación de compresión variable para poder modificarla junto con la presión de soplado del turbocompresor (en el caso del SVC de Saab, se trataba de un compresor) y así lograr, en función de las circunstancias en cada momento, que el motor se comporte de una manera más potente o más eficiente.

Montado en un Peugeot 407, el consumo mixto era de 6.7L/100Km. Un 35% menos que un motor atmosférico de potencia similar. Además, los incrementos de potencia eran muy elevados, llegando a obtener un par máximo de 480Nm a 1.800 rpm.

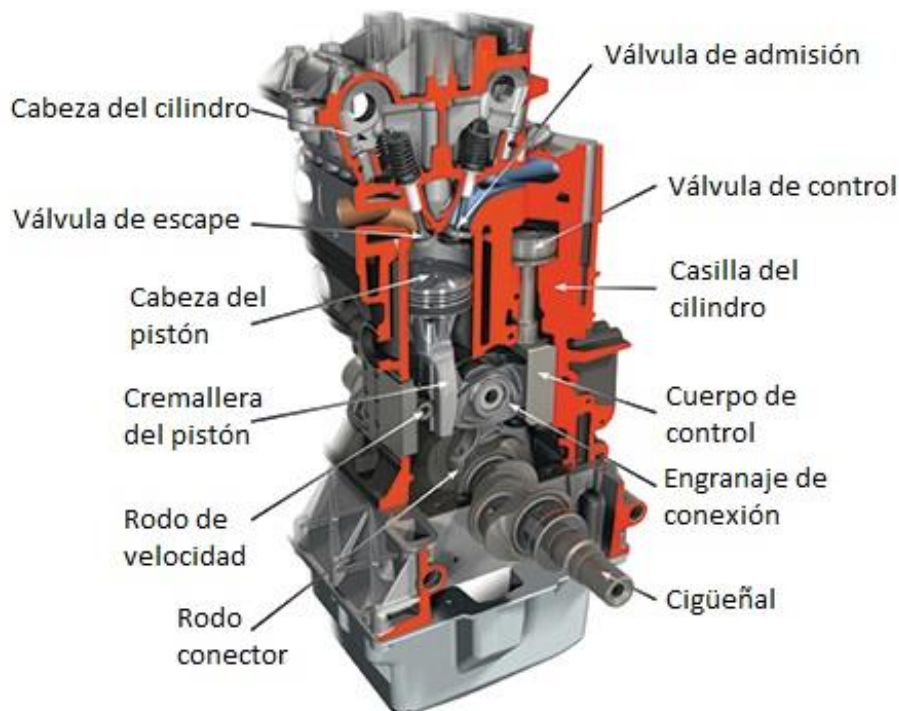
El principio del funcionamiento del cigüeñal descentrado es que, al contrario que en un motor convencional, el eje del cigüeñal no se encuentra debajo de los cilindros, sino que está desalineado con respecto a ellos. Al lado de los cilindros, se encuentran unos cilindros secundarios (también descentrados con respecto al cigüeñal). Las bielas de los cilindros principales y secundarios se conectan con el cigüeñal a través de un engranaje que sí se encuentra alineado con el cigüeñal, justo encima de él.

Cuando el motor está funcionando bajo una relación de compresión constante, el pistón del cilindro secundario (o válvula de control) permanece fijo. Sin embargo, para cambiar dicha relación de compresión, el pistón secundario cambiará su altura haciendo que la biela del cilindro principal pivote sobre el engranaje de conexión. De este modo no se modifica la carrera del cilindro, sino que se trasladan las cotas en las que se mueve, es decir, se cambia el punto muerto superior y el inferior, pero la carrera permanece constante.

El movimiento del pistón secundario se produce por la variación de la presión de un gas que se encuentra en su cámara y por la fuerza de inercia del propio motor. Con

esto último se consigue que, aunque todo esté controlado por un complejo sistema electrónico para decidir qué relación de compresión es la adecuada en cada situación, el motor tienda mecánicamente a mantener constante la relación de compresión cuando el motor se encuentra en régimen permanente y a variarla cuando se produzcan cambios en el régimen de funcionamiento.

A continuación, se muestra una sección del motor en la que se pueden apreciar los distintos elementos comentados y comprender mejor la disposición y el funcionamiento mecánico de éstos.



**FIGURA 4: SECCIÓN DEL 1.5 MCE-5 VCRI [18]**

Con esta tecnología, se lograba una relación de compresión variable entre 7:1 y 20:1, un rango mucho más amplio que el del SVC de Saab.

Como curiosidad, cabe mencionar que, a efectos prácticos, el MCE-5 VCRI funciona exactamente igual que un motor convencional con la excepción de que en sus cilindros no se realiza el movimiento biela-manivela clásico de cualquier máquina térmica que emplee pistones y bielas. Debido a que el cigüeñal está descentrado con respecto a los cilindros, realizar el movimiento biela-manivela resulta algo complicado. Por lo que este motor tiene una única pieza rígida, que actúa como conjunto pistón-biela. Dicha pieza se mueve linealmente gracias a una cremallera vertical que puede observarse en la **Figura 4**.

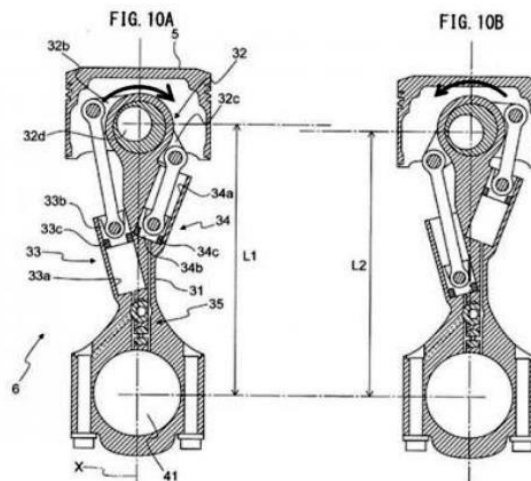


### 1.3.- Bielas de longitud variable

Es una de las más recientes tecnologías empleada en el mundo de la relación de compresión variable. Consiste en cambiar la carrera del pistón mediante la modificación de la longitud de sus bielas. Se trata de una idea sencilla e intuitiva, pero muy efectiva, que vino de la mano de Toyota Motor Corporation.

La patente se presentó en 2017, es decir, es muy reciente y todavía no se conoce si la firma japonesa la traerá al mercado. Aún no ha presentado ningún motor en el que se implemente esta tecnología, por lo que no se tienen datos oficiales ni fiables sobre las prestaciones que esta tecnología podría desarrollar.

Para obtener una relación de compresión variable, Toyota varía la carrera del pistón mediante dos pistones secundarios situados en su interior y conectados a la biela. Ambos pistones secundarios están comunicados mediante una válvula de control y, cuando uno sube el otro baja. Variando así la altura del pistón según se aprecia en la **Figura 5**.



**FIGURA 5: BIELAS DE LONGITUD VARIABLE DE TOYOTA [19]**

### 1.4.- Multi-Link y Harmonic Drive

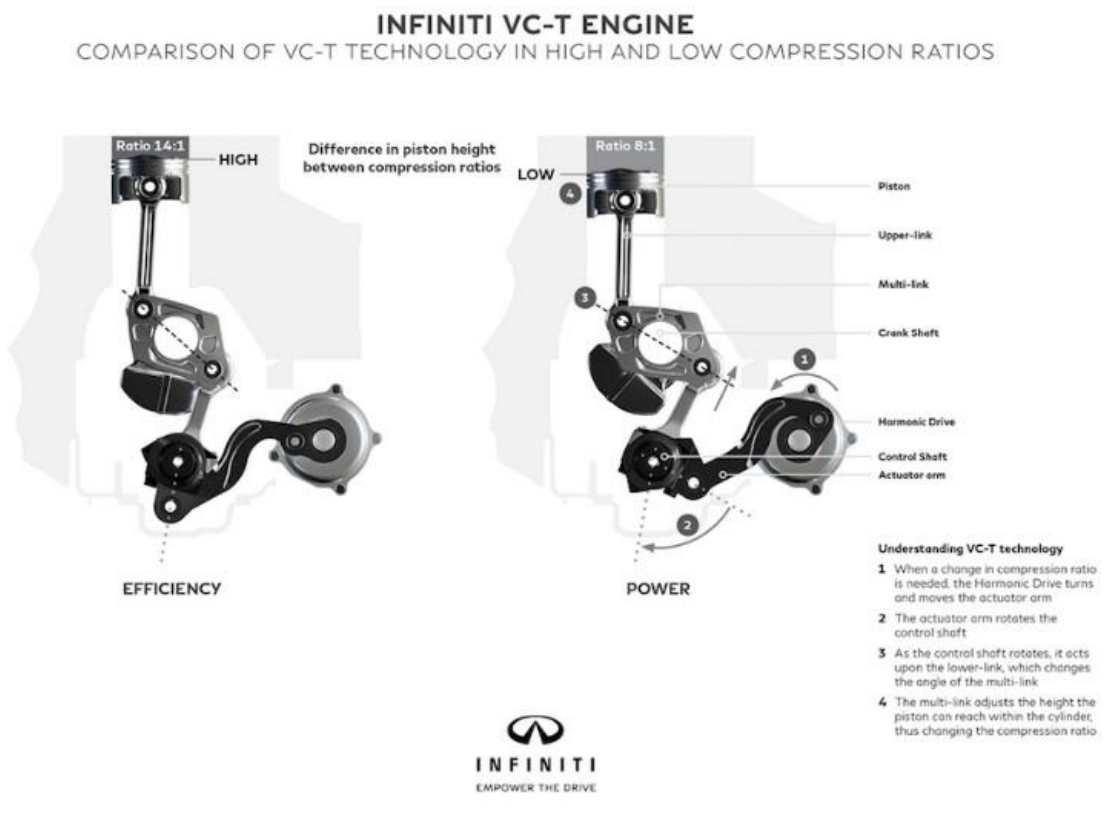
Presentada por Infiniti en el Paris Motor Show del año 2016, se trata de la tecnología que ha logrado implementarse en un motor de ciclo Otto de fabricación en serie. Dicho motor, el VC-T Engine, está equipado de serie en el nuevo modelo Qx50 2019 de Infiniti. Dicho motor es de 4 cilindros, con turbocompresor, 2.0 L de cilindrada, 268 CV de potencia y un par máximo de 390Nm.

Infiniti ha logrado una solución menos compleja que la que ideó Saab en su momento, y que tanto prometía. Han logrado una variación de relación de compresión de la misma magnitud: entre 8:1 y 14:1. La marca asegura que el VC-T Engine consigue una eficiencia de un 27% más que la de un motor de gasolina equivalente.

El principio de funcionamiento de este motor es el de cambiar el recorrido del pistón para así variar los puntos muertos superior e inferior del mismo. Esto se consigue variando la posición de las bielas mientras el motor sigue realizando el ciclo Otto con normalidad. Las bielas no están conectadas directamente con el cigüeñal, sino que entre medias se encuentra una pieza con forma de rombo denominada multi-link. El movimiento de dicha pieza modifica la altura de la biela, y por lo tanto el recorrido del pistón. A su vez, el movimiento del multi-link se encuentra regulado mediante un brazo, al que está unido, que a su vez se encuentra conectado a un eje de control. A este sistema conformado por el brazo y el eje de control se le denomina Harmonic Drive. Por tanto, la relación de compresión depende directamente del movimiento del eje de control.

Todo se encuentra regulado por un sistema electrónico, que decide qué relación de compresión es la más adecuada en cada instante.

A continuación, se muestra la **Figura 6**, en la que se pueden apreciar todos los componentes en la sección de uno de los pistones.



**FIGURA 6: LÍMITES DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN DEL VC-T ENGINE [20]**

Como se puede observar en la **Figura 7**, cada biela tiene su propio multi-link. Sin embargo, existe un solo Harmonic Drive, común a las cuatro bielas, que las controla a todas.



**FIGURA 7: SECCIÓN DEL VC-T ENGINE [21]**

Este es el motor sobre el que se va a estudiar.



### **III. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DESARROLLADO**



## 1.- Objetivos

El objetivo de esta sección es el principal del Proyecto. Consiste en desarrollar un modelo válido del motor VC-T Engine de Infiniti para poder analizar su comportamiento<sup>3</sup>. Para ello se reproducirá su ciclo termodinámico a través del software de simulación "Cyclepad", un programa de simulación de sistemas termodinámicos sencillo pero muy potente.

Previamente se ha hablado de los distintos métodos para lograr una relación de compresión variable, así como de las mejoras en rendimiento y potencia que ello supone frente a un motor equivalente sin esta propiedad. Por tanto, una vez construido el modelo se le realizarán análisis para verificar dichos comportamientos.

Las metas a perseguir con dichos análisis serán los siguientes:

- Comprobar cómo influye la relación de compresión en la eficiencia de un motor y porqué.
- Comprobar cómo influye la relación de compresión en la potencia de un motor y porqué.
- Observar cómo cambia la curva del ciclo termodinámico según se varía la relación de compresión.
- Verificar la mejora del rendimiento que promete Infiniti frente a un motor equivalente sin relación de compresión variable.
- Hacer una estimación de la reducción en las emisiones.

## 2.- Cyclepad

Se trata de un programa de simulación de una gran variedad de ciclos termodinámicos. Internamente, posee una amplia biblioteca con ciclos resueltos, a través de los cuales se puede aprender su funcionamiento, distintas etapas y el valor que toman todos sus parámetros.

Sin embargo, la característica más interesante del programa de cara a este Proyecto es que permite diseñar, desde cero y con total libertad, un nuevo ciclo a gusto del usuario, controlando cualquier parámetro que intervenga en él.

Gracias a esta característica del programa, se podrá diseñar un motor con un ciclo termodinámico similar al del VC-T de Infiniti.

---

<sup>3</sup> Se ha escogido este motor por ser el más reciente y el único que ha salido al mercado. Por lo tanto es del que más datos (y más fiables) se tiene.

Cabe destacar que el proceso termodinámico real que realiza un motor es muy complejo y tiene ciertas diferencias con el Ciclo Otto teórico. “Cyclepad” trabaja con modelos teóricos, por lo que se realizarán algunos ajustes para que el modelo se aproxime lo máximo posible a un Ciclo Otto real.

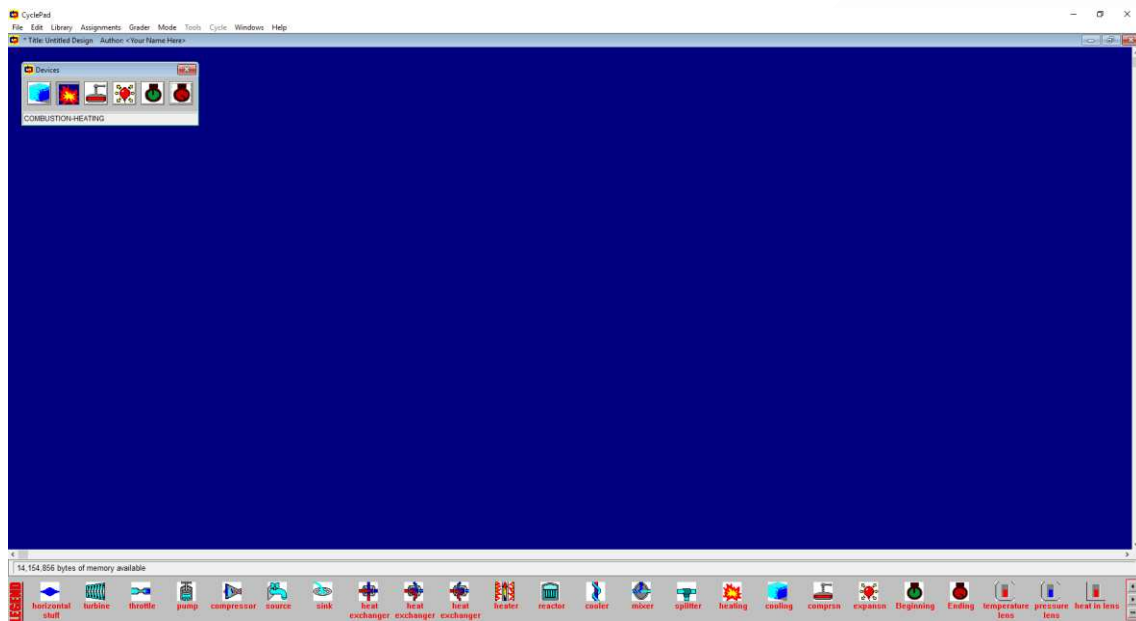
### 3.- Entorno de trabajo

“Cyclepad” trabaja con una estructura tipo diagrama de cajas. Cada proceso termodinámico está representado por una caja distinta y éstas se unen entre sí en el orden que sigue el ciclo a diseñar. Estas uniones son lineales, es decir, no se pueden poner cajas en paralelo. La disposición y modo de trabajo se asimila a los de “Simulink”, el módulo de simulación del programa “Matlab”.

El entorno de trabajo se divide en dos grandes partes o modos: el Modo Construir (Build Mode) y el Modo Analizar (Analyze Mode).

El Modo Construir es empleado para diseñar el ciclo termodinámico deseado, mientras que el Modo Analizar se utiliza para dar valores a ciertos parámetros del ciclo y obtener así la resolución del mismo, realizar análisis de sensibilidades, representar gráficas, etc.

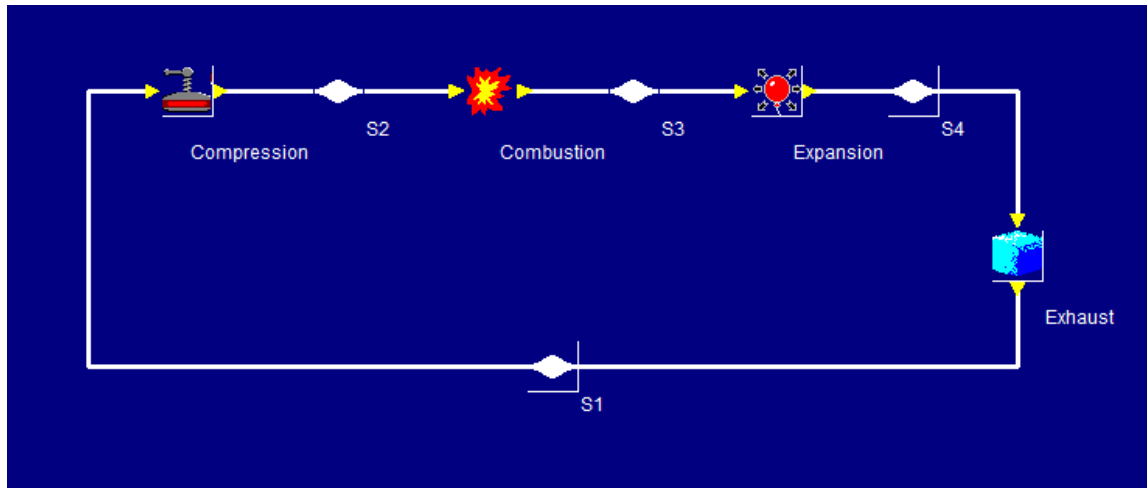
El entorno de trabajo del Modo Construir se ilustra en la **Figura 8**.



**FIGURA 8: MODO CONSTRUIR DE CYCLEPAD**



Para construir el ciclo, se arrastrarán las distintas cajas (cada una es un proceso termodinámico distinto) y se conectarán unas a otras de la forma deseada. A continuación, en la **Figura 9**, se muestra un ejemplo de cómo se diseñaría un Ciclo Otto teórico e ideal, y que se utilizará como base para la modelización del ciclo real del VC-T Engine.



**FIGURA 9: DISEÑO DE CICLO OTTO TEÓRICO**

Como se puede observar, el ciclo consta de los cuatro procesos termodinámicos básicos de un Ciclo Otto: compresión, combustión isocórica, expansión y escape.

A partir de este punto, el resto del diseño tiene lugar en el Modo Analizar. En él habrá que suponer tanto el comportamiento termodinámico de cada proceso como el valor de algunos de sus parámetros. Según se vayan dando valores a dichos parámetros, el programa irá calculando el resto de ellos hasta que tenga la información suficiente como para conocer el valor de todos. En este momento se dice que el ciclo está resuelto y se puede proceder a su análisis.

Se puede diferenciar fácilmente entre el Modo Construir y el Modo Analizar porque el primero tiene un fondo azul, mientras que el segundo tiene el fondo blanco y en él se pueden mostrar ventanas con todas las suposiciones y parámetros de cada proceso termodinámico.

Como se puede observar en la **Figura 10** (en la que los datos mostrados no son relevantes por el momento), los parámetros son de distintos colores: los de color verde son los que se han supuesto y los que son azules son los calculados a partir de ellos.

Lo importante del Ciclo Otto teórico de la **Figura 10** es las suposiciones en cuanto al comportamiento termodinámico de cada proceso, ya que serán las mismas que en el modelo final.

La compresión se supone adiabática, isentrópica y no isoterma. La combustión se supone isocórica (característica de un Ciclo Otto) y, por lo tanto, no isobárica. La expansión se supone, al igual que la compresión, adiabática, isentrópica y no isoterma y, por último, el escape se ha supuesto isocórico y no isobárico.

Como ya se sabe, un proceso isobárico es aquel que se produce a presión constante; un isocórico, a volumen constante; un adiabático es el que se produce sin intercambio de calor con medios externos; un proceso isentrópico no cambia su entropía y un isoterma se lleva a cabo a temperatura constante.

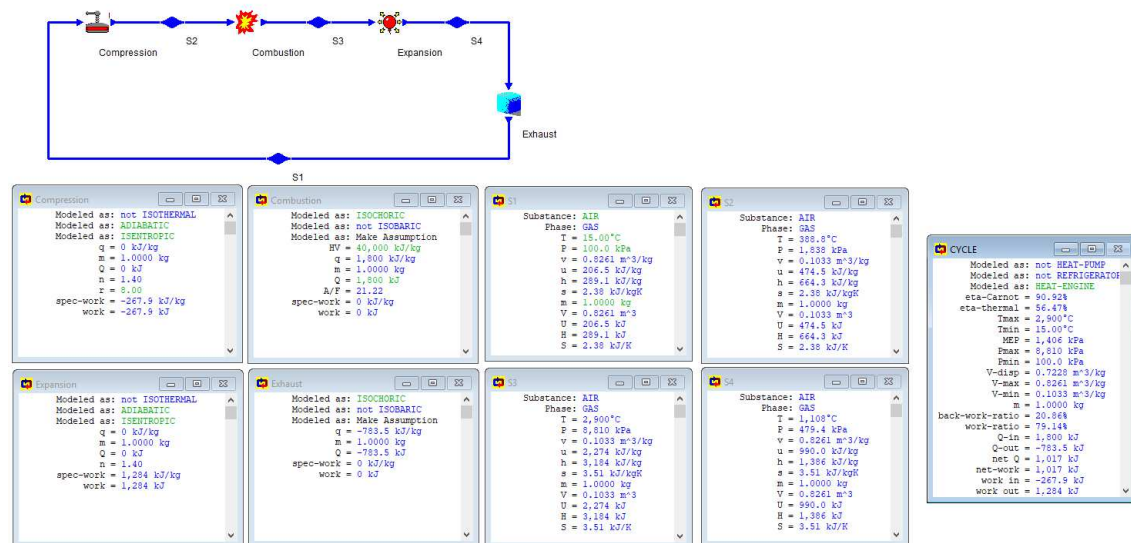


FIGURA 10: CICLO OTTO TEÓRICO COMPLETO

Las suposiciones realizadas en cuanto al comportamiento de los distintos procesos termodinámicos son las teóricas para un Ciclo Otto ideal.

#### 4.- Modificaciones al modelo ideal

Una vez se ha planteado el modelo para un Ciclo Otto ideal, se discutirá los principales aspectos en los que difiere de uno real y se valorará la posibilidad de introducir ciertas modificaciones para asemejarlo a éste.

Las principales diferencias que se tendrán en cuenta en este Proyecto entre un Ciclo Otto teórico y uno real tienen lugar en la admisión, la combustión y el escape.

En cuanto a la admisión y el escape, en un motor real se suele introducir un pequeño desfase en la apertura y cierre de las válvulas correspondientes a estos procesos. Dichos desfases son: adelanto en la apertura de admisión, retraso en el cierre de admisión, adelanto en la apertura de escape y retraso en el cierre de escape. El principal

objetivo de estos desfases es el de mejorar el llenado (en el caso de la admisión) y el vaciado (en el caso del escape) de los cilindros.

Estos desfases, junto con lo sucedido en la combustión, se comentan a continuación de forma breve y teórica, ya que encierran una gran complejidad y su desarrollo no es relevante de cara a los objetivos de este Proyecto. Los parámetros y suposiciones tomados para la modelización de estos procesos se comentan más adelante en el apartado **5.- Modelo desarrollado**.

#### **4.1.- Adelanto en la apertura de admisión**

En un Ciclo Otto ideal, la apertura de la válvula de admisión tiene lugar cuando el pistón llega a su PMS (punto muerto superior). Pero se ha comprobado que, en un ciclo real, si se adelanta la apertura de la válvula de admisión a antes de que el pistón llegue a su PMS, se podrá introducir más cantidad de mezcla en el cilindro, ya que ésta se mueve con cierta inercia.

Sin embargo, esta modificación no se ha considerado interesante de cara al desarrollo del modelo porque, aunque facilita y optimiza el llenado del cilindro, no tiene grandes efectos en el ciclo termodinámico.

#### **4.2.- Retraso en el cierre de admisión**

De forma teórica, en la fase de admisión, la válvula de admisión permanece abierta hasta que el pistón alcanza su PMI (punto muerto inferior). En ese instante la válvula se cierra y el pistón comienza a ascender hasta su PMS, realizándose así la fase de compresión de la mezcla.

Sin embargo, una práctica muy común en el diseño de motores es no coordinar perfectamente la válvula de admisión con el pistón; sino que se le provoca un pequeño retraso con respecto a él.

Esto provoca que, cuando el pistón se encuentra en su PMI, la válvula de admisión sigue abierta un breve período de tiempo. De modo que permite la entrada, por inercia, de un poco más de mezcla en el cilindro mientras el pistón comienza su ascenso.

De este modo se consigue que, sacrificando parte de la compresión efectiva del ciclo, se obtenga una mayor potencia debido a que se quemará más combustible en el momento de la combustión.

Para la implementación de este fenómeno en el modelo, se pensó en introducir una compresión antes de la compresión efectiva. Esta nueva compresión sería de valor 1:1. Por otra parte, se modificaría el valor del parámetro masa en ese punto. De este modo, la nueva compresión no provocaría un aumento de presión (porque es de valor

1:1) e incluiría el cambio de masa en el sistema (y por lo tanto de volumen específico). Lo que provocaría una línea horizontal antes de la compresión efectiva en el diagrama P-V, que es el comportamiento que se persigue.

Sin embargo, "Cyclepad" no tiene en cuenta entradas ni salidas de masa en el sistema para ciclos termodinámicos cerrados; sino que, bajo toda circunstancia, la mantiene constante. Esto provoca que, si se modifica el valor del volumen específico en el punto de la nueva compresión, el programa variará el valor del volumen del cilindro en ese instante (pero nunca la masa de la mezcla) y cambiará el valor de la nueva compresión a uno distinto de 1:1. Por otra parte, si se fuerza a que el valor de la nueva compresión sea de 1:1, "Cyclepad" responderá diciendo que el punto después de la nueva compresión es el mismo que antes de ella, ya que si la masa permanece constante y la relación de compresión es 1:1, nada cambia.

Por tanto, la inclusión de los efectos del retraso en la admisión resulta imposible de tener en cuenta usando este programa. No hay que olvidar que "Cyclepad", aunque sea una muy potente herramienta de cálculo para ciclos termodinámicos, no deja de ser un software sencillo cuyos procesos termodinámicos disponibles para conformar dichos ciclos, son básicos y teóricos.

### **4.3.- Adelanto en la apertura de escape**

Facilita un vaciado más rápido del cilindro mediante la apertura de la válvula de escape antes de que el pistón llegue a su PMI. Sin embargo, ocasionará una determinada pérdida de potencia, ya que desde que se abre la válvula, se produce una pérdida de la presión que los gases ejercen en el interior del cilindro. Presión que debería mantenerse hasta que el cilindro llegue a su PMI.

Esta modificación sí que se considera relevante, y se tendrá en cuenta en el modelo desarrollado porque ocasiona una pérdida de potencia no depreciable. Su implementación consiste en una segunda expansión, después de la primera y antes del escape.

Como se verá más adelante, se tendrá en cuenta como una expansión diferente a la primera; ya que, al estar la válvula de escape abierta, no se puede considerar que tiene el mismo comportamiento termodinámico que la expansión original.

### **4.4.- Retraso en el cierre de escape**

Por el mismo motivo que en los anteriores casos no resulta óptimo, en cuanto al vaciado del cilindro, cerrar la válvula de escape justo cuando el pistón llega a su PMS;

sino que se comprueba que éste es más efectivo cuando la válvula se cierra con un cierto desfase.

Sin embargo, este retraso no ocasiona cambios apreciables en el ciclo termodinámico, por lo que no se considera interesante de cara a su desarrollo.

## 4.5.- Combustión isocórica e isobárica

Como ya se sabe, un Ciclo Otto teórico consta de una combustión puramente isocórica. Sin embargo, en la realidad esto no es así. Ninguna combustión es únicamente isobárica o isocórica, sino que suele ser una combinación de ambas.

Claramente, el comportamiento de la combustión en el caso de un Ciclo Otto será predominantemente isocórico, pero tendrá una pequeña componente isobárica. Esto significa que el aporte de calor proviene principalmente de la combustión isocórica.

Para tener en cuenta este proceso, se introduce una combustión adicional después de la combustión isocórica original y antes de la primera expansión.

La forma de provocar que la combustión isocórica tenga mayor aporte de calor que la isobárica se ha modelado mediante la cantidad de combustible que se quema en cada combustión; forzando a que la mayor parte se consuma en la isocórica.

La mezcla que circula por los cilindros, formada por aire y combustible, posee unas ciertas proporciones previamente calculadas. Aunque siempre se caracterizará por tener mucha más cantidad de aire que de combustible. El parámetro que se encarga de expresar las proporciones de la mezcla recibe el nombre de dosado.

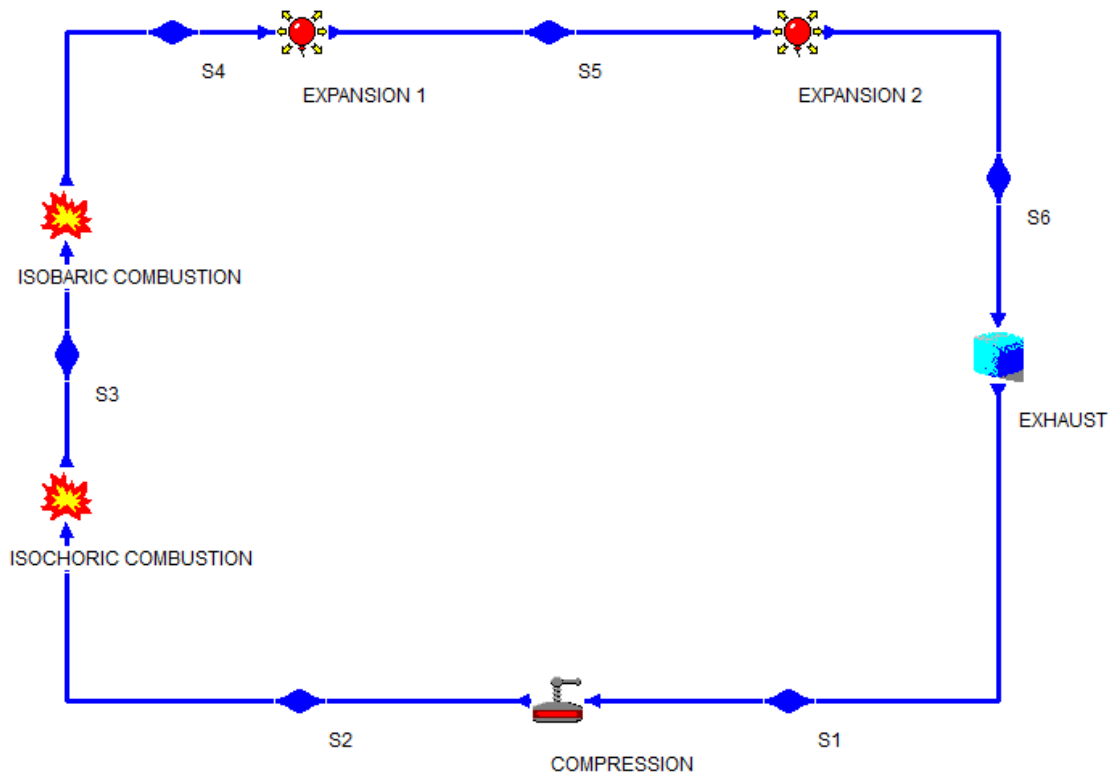
El dosado es la fracción de masa de combustible por masa de aire que entra en el cilindro. En otras palabras, es la riqueza de la mezcla. Puede expresarse como partes de aire por cada parte de combustible, o como su inversa.

En "Cyclepad", el dosado se expresa mediante el parámetro A/F, que es el número resultante de la división entre la cantidad de aire por cada unidad de combustible. De este modo un A/F de 12, por ejemplo, significará que la mezcla está formada por 12 partes de aire por cada una de combustible. Es decir, para el formato de este parámetro, y de ahora en adelante en este Proyecto, cuanto mayor sea el dosado, se dirá que más pobre es la mezcla. Y por supuesto, cuanto más rica sea dicha mezcla, mayor energía aportará en el momento de la combustión.

Por lo tanto, se le asignará un dosado menor (mezcla más rica) a la combustión isocórica que a la isobárica.

## 5.- Modelo desarrollado

En el apartado anterior se han comentado las principales diferencias entre un Ciclo Otto ideal y uno real. Para el modelo desarrollado final, se introducirán las modificaciones que se han considerado relevantes para el ciclo y cuya modelización en “Cyclepad” sea posible. Dichas modificaciones son los procesos de adelanto en la apertura de escape y de combustión isocórica e isobárica. Por lo tanto, el diagrama final del ciclo en “Cyclepad”, que se muestra en la **Figura 11**, constará de 6 procesos termodinámicos: una compresión, dos combustiones, dos expansiones y un escape.



**FIGURA 11: MODELO DESARROLLADO FINAL**

Los parámetros de cada proceso termodinámico y de cada punto (S1-S6) se agrupan en ventanas individuales, cuyos valores finales se muestran en el **ANEXO I** (pág 53). Al principio todos los parámetros figuran como desconocidos. De forma que el modo de trabajo consiste en la suposición de distintos parámetros (con el valor adecuado) hasta que el programa sea capaz de calcular el resto a partir de ellos.

Antes de comenzar, hay que tener claro que “Cyclepad” es un simulador de procesos termodinámicos teóricos. Por lo que es imposible reflejar de forma exacta el comportamiento del ciclo termodinámico del VC-T Engine. Esta es la razón por la que, alguno de los parámetros y resultados, son algo distintos de lo que serían en la realidad.

Por otra parte, se ha intentado modelar el ciclo con diversos planteamientos, muchos de ellos sin éxito. Cada nuevo planteamiento requería nuevas suposiciones y problemas a resolver. Algunas partes del proceso han sido desarrolladas a base de ensayo y error. Razón por la que esta fase ha sido la que más tiempo ha consumido en el desarrollo del Proyecto.

La modelización final del ciclo se ha iniciado en el punto S1. Para dicho punto se ha supuesto que el fluido que circula es aire<sup>4</sup> en estado gaseoso. Debido a que el motor cuenta con sobrealimentación por turbocompresor, se ha supuesto una presión de soplado al cilindro de 150 kPa (1.5 bar), superior a la del Ciclo Otto teórico (sin turbocompresor); y a una temperatura de 60 °C. Como en este punto, previo a la compresión, el pistón se encuentra en su PMI, el volumen en el interior del cilindro será el máximo, es decir, su cilindrada. Como el VC-T Engine tiene una cilindrada de 2.0 L, y debido a que tiene 4 cilindros, cada cilindro tendrá un volumen de 0.5 L, que es el volumen que se ha supuesto en este punto. De este modo, tanto el cilindro como las condiciones iniciales de la mezcla están establecidas. La mezcla total que satisface estas condiciones tiene una masa de  $7.85 \cdot 10^{-4}$  kg. En las ventanas de parámetros aparecerá como 0 kg debido a que el programa no es capaz de representar tantas cifras decimales. Esta cantidad se corresponde con la máxima que puede entrar en el cilindro, la cual se da cuando el motor está funcionando a plena carga. Este punto de trabajo será el único que se tendrá en cuenta en el Proyecto, ya que es el más limitante.

La compresión se ha supuesto, como ya se ha comentado anteriormente, adiabática e isentrópica. Además, para el diseño, se ha supuesto una relación de compresión de 14:1. Porque es la que más incrementará la presión, temperatura y potencia máximas del ciclo. De este modo pueden vigilarse valores críticos. Posteriormente se modificará este valor entre los límites del motor (8:1 y 14:1) para realizar las simulaciones, manteniendo el resto de parámetros, ya dimensionados, constantes.

Al haber definido completamente tanto el punto S1 como la compresión, el siguiente punto está completamente definido. Las nuevas condiciones de la mezcla se pueden observar en la ventana correspondiente al punto S2. Se observa un incremento de la presión y temperatura, causa de la reducción del volumen provocada por la subida del pistón. Dicha reducción del volumen se realiza hasta llegar a un valor de 0.0357 L, que es el volumen de la cámara de combustión. Teniendo en cuenta la **Ecuación (1)** y que los 0.5 L del punto S1 son la suma del volumen del cilindro más la cámara de combustión (cilindrada), se verifica que la relación de compresión que "Cyclepad" ha llevado a cabo es de 14:1.

El siguiente proceso termodinámico es la combustión isocórica, que se ha modelado como isocórica y, por lo tanto, no isobárica (suposiciones contrarias a las de la combustión isobárica). Hay muchas formas de modelarla y algunas de ellas se han llevado a

---

<sup>4</sup> En realidad, es aire mezclado con combustible. Sin embargo, el programa tiene en cuenta la riqueza y propiedades de la mezcla en los procesos de combustión, que se definirán más adelante.

cabo con éxito. Sin embargo, se ha comprobado que la más intuitiva y fácil de analizar y modificar ha sido mediante la fijación del poder calorífico del combustible y el posterior ajuste del dosado. El poder calorífico de la gasolina es de unos 42,500 kJ/kg. Pero por impurezas, combustiones incompletas y demás problemas comunes se ha tomado un valor final algo más bajo, de 40,000 kJ/kg. Este valor se ha tenido en cuenta tanto para la combustión isocórica como la isobárica.

Una vez fijado el poder calorífico en las dos combustiones, sólo queda establecer el dosado de cada una de ellas. Dicho parámetro se ha ajustado mediante un proceso iterativo, en el que se controlaba que los valores del ciclo fueran los deseados. Este proceso únicamente se puede llevar a cabo cuando el resto del ciclo esté completamente resuelto, motivo por el cual será el último parámetro en fijarse. En este punto de la modelización se le asignará un valor cualquiera para poder proseguir con el modelo.

Como con estas suposiciones quedan definidos los puntos siguientes a las combustiones, (puntos S3 y S4), el siguiente paso es la modelización de la expansión 1. Dicha expansión es la principal del ciclo (y la teórica). Idealmente, este proceso termodinámico iría continuado del escape, para así completar el ciclo. Sin embargo, como ya se ha comentado anteriormente, el adelanto en la apertura del escape provoca que entre esta expansión y el escape haya una expansión intermedia que provocará una pérdida de potencia.

La expansión 1 se ha modelado como adiabática e isentrópica, por lo que su forma está definida. Sin embargo, al existir una segunda expansión antes del escape, es necesario expresar de alguna forma dónde acaba la primera y empieza la segunda. Esto se ha controlado mediante el volumen específico del punto S5.

Al tratarse de un ciclo cerrado, las condiciones en las que se encuentra el fluido al finalizar el proceso de escape, deben ser las mismas que las del punto S1 (antes de comenzar el proceso de compresión). Además, como el proceso de escape se considera isocórico, el volumen específico antes de comenzar el escape, es decir, al finalizar la expansión 2 (punto S5), será el mismo que el del punto S1. De este modo, como se conoce que el adelanto en la apertura de escape es muy pequeña, la expansión 2 comenzará cuando el volumen específico de la mezcla sea muy cercano a 0.6367 m<sup>3</sup>/kg. Por tanto, para el punto S5, y para concluir la determinación de la expansión 1, se ha fijado el valor del volumen específico para el punto S5 en 0.6 m<sup>3</sup>/kg.

De este modo, lo único que queda por determinar son la expansión 2 y el escape. La expansión 2 se supone no adiabática, no isoterma y no isentrópica. La forma de terminar de definirla en el diagrama P-V es aportando al programa la presión y volumen específico de los valores inicial y final de este proceso termodinámico.

El punto inicial (punto S5) ya está definido. Sin embargo, del punto final (punto S6) sólo se conoce el volumen específico, que por lo comentado anteriormente (obsérvese que el programa lo calcula), tiene un valor de 0.6367 m<sup>3</sup>/kg.



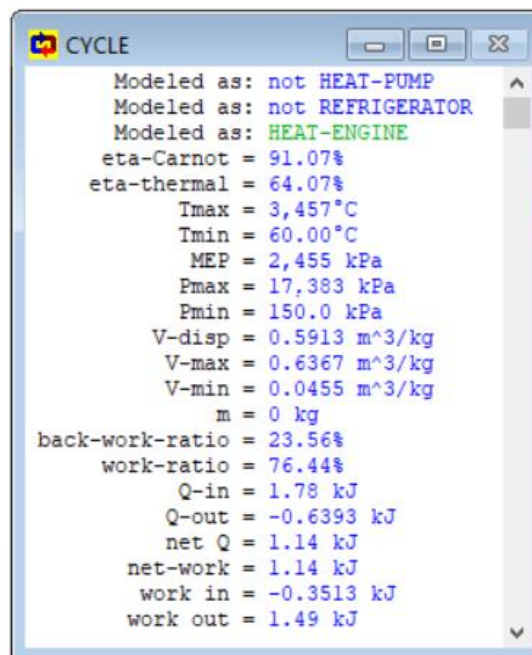
Al ser la presión en el punto S5 de 716.6 kPa, la presión en el punto S6 se ha fijado en 500 kPa. De este modo la expansión 2 queda completamente determinada.<sup>5</sup>

Por último, queda diseñar el escape, que se considera isocórico. Por tanto, se tratará simplemente de un salto de presión a volumen constante, desde los 716.6 kPa del punto S6 hasta los 150 kPa del punto S1, quedando cerrado y completado el ciclo termodinámico.

## 6.- Verificación del modelo desarrollado

Una vez que se ha desarrollado el modelo, se van a analizar los principales aspectos del ciclo termodinámico para verificar que el ciclo es válido y aceptable para ser estudiado.

El resumen de los parámetros y resultados más importantes del ciclo se recogen en una ventana de "Cyclepad" independiente a la del resto de puntos y procesos termodinámicos, que se representa en la **Figura 12**. Los resultados de la ventana mostrada son los correspondientes a una relación de compresión de 14:1, es decir, el caso inicial del diseño<sup>6</sup>.



```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 91.07%
eta-thermal = 64.07%
Tmax = 3,457°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,455 kPa
Pmax = 17,383 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5913 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0455 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 23.56%
work-ratio = 76.44%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.6393 kJ
net Q = 1.14 kJ
net-work = 1.14 kJ
work in = -0.3513 kJ
work out = 1.49 kJ

```

**FIGURA 12: PROPIEDADES DEL CICLO DEL MODELO DESARROLLADO**

<sup>5</sup> Nótese que el exponente politrópico para esta segunda expansión es muy distinto al isentrópico, ya que se ha forzado a que dicha expansión no sea isentrópica y son los valores que se le han dado a sus puntos inicial y final los que determinan dicho exponente.

<sup>6</sup> El resto de ventanas correspondientes al resto de relaciones de compresión se recogen en el **ANEXO II** (pág 65).

La única suposición que se ha hecho en esta ventana, y es bastante evidente, es la de que el ciclo termodinámico se corresponde con un motor térmico.

La mayoría de parámetros variará al cambiar la relación de compresión, por lo que no resulta interesante su análisis en este momento. Sin embargo, sí resulta interesante analizar los valores máximos y críticos, ya que tienen lugar cuando la relación de compresión es máxima.

La temperatura máxima del ciclo se da en la combustión y es de 3,457 °C, que es un valor aceptable. La temperatura mínima será siempre la misma, los 60 °C dándose lugar en la admisión.

La presión máxima del ciclo es de 17,383 kPa y se da en el momento de la combustión. Se trata de un valor bastante alto, ya que el valor límite dentro de un cilindro ronda los 150 bar (15,000 kPa). Sin embargo, hay que tener en cuenta que este valor tan elevado sólo se da cuando el motor actúa a plena carga (si la cantidad de combustible que entra al cilindro fuera menor, tanto la presión como la temperatura máxima disminuirían) y en el caso de que la relación de compresión sea de 14:1. Cuando este parámetro disminuye, enseguida se entra en el intervalo de presiones aceptables. Además, la relación de compresión máxima no estará en constante funcionamiento, sino que se dará en ocasiones puntuales<sup>7</sup>. La presión mínima es la de soplado del turbocompresor (150 kPa).

La presión media efectiva (PME) del ciclo es de 2,455 kPa. Valor que entra dentro del rango aceptable.

Por último, se comprobará que la potencia del motor sea lo más parecida posible a la ofrecida por Infiniti (268 CV).

Para ajustar la potencia, se ha ajustado el dosado en cada una de las combustiones que, como se ha comentado en el apartado anterior, son los últimos parámetros en fijarse, ya que para realizar el diseño del ciclo termodinámico se habían fijado en un valor cualquiera<sup>8</sup>.

La magnitud aproximada del valor del dosado en la combustión isocórica (única existente de forma ideal) para un motor de Ciclo Otto es de entre 12 y 14. Al considerar que también hay una pequeña parte de la energía que se aporta en una combustión isobárica, ésta última tendrá una mezcla mucho más pobre. Sin embargo, se ha comprobado que, mientras que la combustión isobárica no da ningún problema, la isocórica da unos valores muy elevados para uno dosado cercano al estequiométrico. Esto probablemente se deba a que, al tratarse de un Software de simulación ideal, haya una serie de pérdidas que no se tengan en cuenta.

---

<sup>7</sup> Esto se discutirá en el apartado de conclusiones.

<sup>8</sup> Los resultados de la ventana de propiedades del ciclo termodinámico mostrada en este apartado ya tienen en cuenta los valores finales del dosado de ambas combustiones.

Los valores finales del dosado de ambas combustiones son de 30 para la combustión isocórica y 40 para la isobárica. Una vez fijados estos valores, se comprobará que la potencia del ciclo coincide con la deseada.

Como se puede apreciar en la ventana de la **Figura 12**, la potencia no aparece calculada como un parámetro más del ciclo. Esto es así porque la potencia del ciclo depende de las revoluciones a las que se encuentre el motor. El parámetro vinculado con la potencia, y que es propiedad del ciclo, es el trabajo.

El trabajo realizado por el ciclo es el neto, resultante del balance entre el trabajo positivo (generado) y el negativo (consumido). Se puede observar que el balance de calor da el mismo resultado neto que el trabajo, ya que ambos expresan energía, siendo esta energía la total generada por cada ciclo. Para este ciclo, la energía generada por cada ciclo es de 1.14 kJ.

Para calcular la potencia del motor a unas determinadas revoluciones se emplea la siguiente fórmula:

$$P[kW] = W[kJ] \cdot \frac{n[rpm]}{60} \cdot i \cdot 4 \quad (2)$$

Donde:

- $P$  es la potencia del motor.
- $W$  es el trabajo generado en un cilindro por cada ciclo.
- $n$  son las revoluciones del motor.
- $i$  es el factor de ciclo.

Cabe destacar que la potencia tiene unidades de energía partido de unidad de tiempo. Por lo tanto, las unidades de esta fórmula son coherentes, ya que las revoluciones expresadas en rpm son adimensionales, pero se transforman en unidades de  $s^{-1}$  al dividir las por 60.

Además, toda la ecuación está multiplicada por 4 porque todas las dimensiones y energías están referidas a uno de los cilindros (0.5 L). Sin embargo, el motor, de 2.0 L, consta de 4 cilindros en línea. Por lo tanto, la potencia total del motor será cuatro veces la de uno de sus cilindros.

Por último, el factor de ciclo para un motor de Ciclo Otto es 0.5, ya que el aporte de energía se produce por cada dos vueltas de ciclo (debido a que el ciclo es de 4 tiempos). Si el motor fuera de Ciclo Diésel, que es de 2 tiempos, el aporte de energía se produciría una vez por ciclo.

Suponiendo que los datos oficiales de Infiniti en cuanto a la potencia máxima de su motor se dan en el caso de que la relación de compresión sea máxima (14:1) y a unas 6,000 rpm, aplicando la **Ecuación (2)**, se obtiene una potencia máxima de 228 kW.

Por otro lado, como se ha mencionado ya varias veces, “Cyclepad” es un Software de simulación teórico e ideal. Por lo tanto, esta potencia no es real, sino que existen determinadas pérdidas, principalmente mecánicas, que disminuyen su valor.

Como no se dispone de una forma de calcularlas de manera exacta, ya que no entra dentro del alcance el Proyecto, se realizará una estimación de su valor a partir del balance de energías de un motor de combustión interna, representado a continuación.

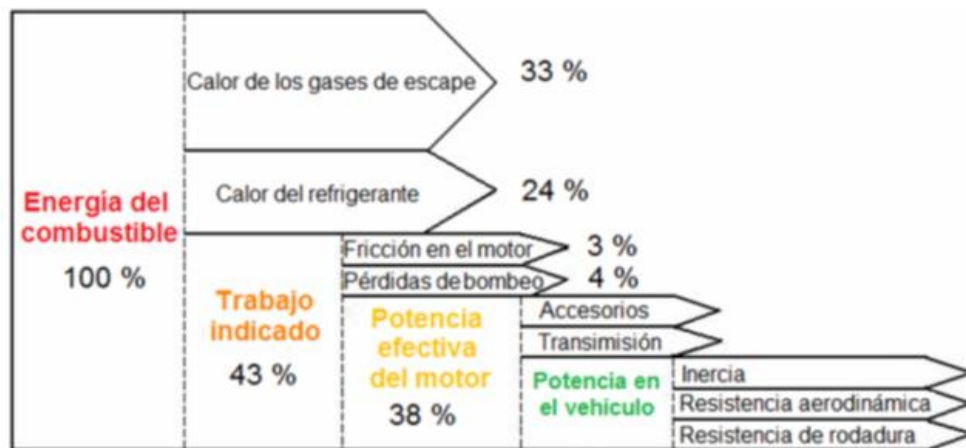


FIGURA 13: EJEMPLO DE BALANCE ENERGÉTICO DE UN MOTOR

Como se puede apreciar en el balance de energías de la **Figura 13**, proveniente de los apuntes de la asignatura de Motores, las pérdidas mecánicas totales se deben a fricciones en el motor, pérdidas en el bombeo, accesorios y transmisión. Las dos primeras equivalen a un 7% de la energía total, mientras que las dos últimas se considerarán de un 5% adicional. Siendo el total considerado de un 12%.

Por tanto, aunque el programa tiene en cuenta la eficiencia térmica (64.07% para relación de compresión máxima), la potencia real incluyendo las pérdidas mecánicas es:

$$P_{real} = P_{teórica} \cdot 0.85 = 228 \cdot 0.88 = 200.64 \text{ kW}$$

Sabiendo que cada kW equivale a 1.34102 CV de potencia, la potencia final máxima del motor diseñado es de unos 269 CV, valor muy cercano a los 268 CV que ofrece Infiniti. Por tanto, se ha considerado que el ciclo que sigue el VC-T Engine es suficientemente semejante al diseñado en este Proyecto.

Por último, se verificará la energía intercambiada en cada proceso para comprobar que todo funciona de manera correcta.

Como se puede comprobar en el **ANEXO I** (pág 53), en la compresión se realiza un trabajo negativo. Esto tiene sentido porque el sistema necesita consumir energía para poder comprimir la mezcla. A continuación, ambas combustiones generan energía calorífica (Q), debido a la explosión de la mezcla. La expansión 1 tiene una gran libera-

ción de energía en forma de trabajo, ya que el movimiento hacia abajo del pistón, generado por la combustión aporta la fuerza que provoca el giro del cigüeñal. En la expansión 2, el trabajo es negativo, lo que tiene sentido. Ya que es la expansión causada por el adelanto en la apertura del escape. Como se comentó durante el diseño del ciclo, esta expansión causaría una pérdida de potencia. Ahora se puede comprobar que, efectivamente, así sucede. Si la expansión 2 no existiera, la expansión 1 continuaría desarrollándose hasta llegar al punto S6 y la energía aportada sería mayor, ya que no habría pérdidas debidas a la expansión 2. Por último, el escape provoca una pérdida de energía en forma de trabajo.

Si se realiza el sumatorio de las energías de trabajo por un lado, y las energías caloríficas por el otro, se debe llegar al mismo balance de energía (como se muestra en las propiedades del ciclo de la **Figura 13**).

Como conclusión a este apartado se desea comentar que, a excepción de una leve sobrepresión por encima de los valores admitidos en el caso de que la relación de compresión sea máxima y de que el dosado de la combustión isocórica provoca una mezcla más pobre que la estequiométrica; el modelo se asemeja mucho al comportamiento real de un motor y, en concreto, al del VC-T Engine.

## 7.- Representación del diagrama P-V del ciclo

“Cyclepad” cuenta con una herramienta para representar gráficas de los modelos que se diseñan. Concretamente permite representar los diagramas P-V y T-S de los mismos.

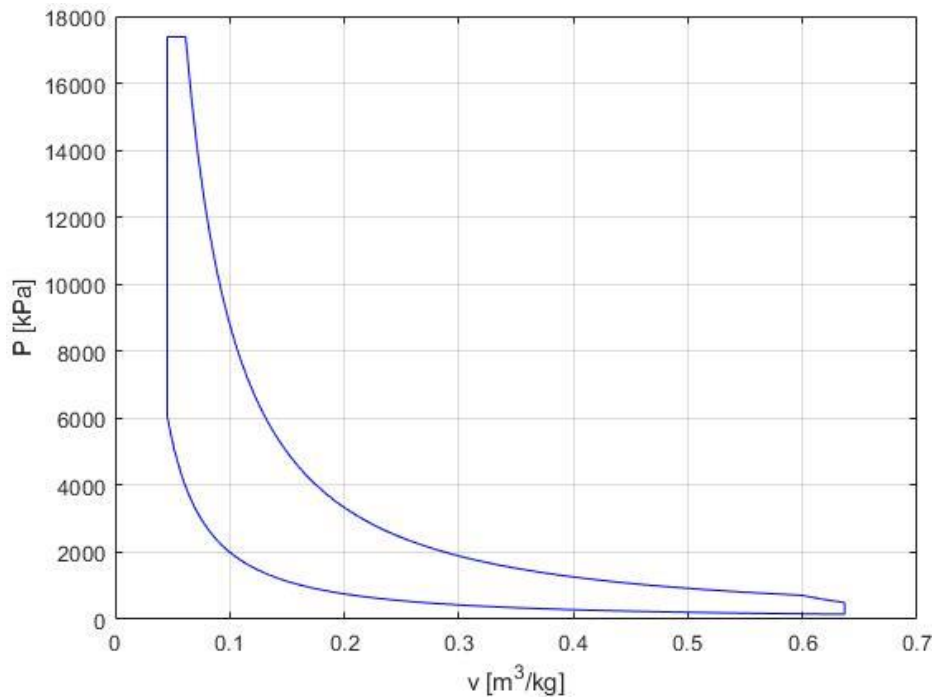
El diagrama T-S del ciclo se representa sin problemas, pero no es relevante para el Proyecto. El diagrama que sí es relevante y se quiere estudiar es el diagrama P-V. Sin embargo, el programa no lo representa. Tras investigarlo se ha descubierto que se trata de un fallo del programa que, hoy día, sigue sin tener solución.

Por lo tanto, la solución que se ha adoptado ha sido exportar los datos de los puntos S1 al S6 a “Matlab” y, a través de un pequeño Script, representarlo en un gráfico.

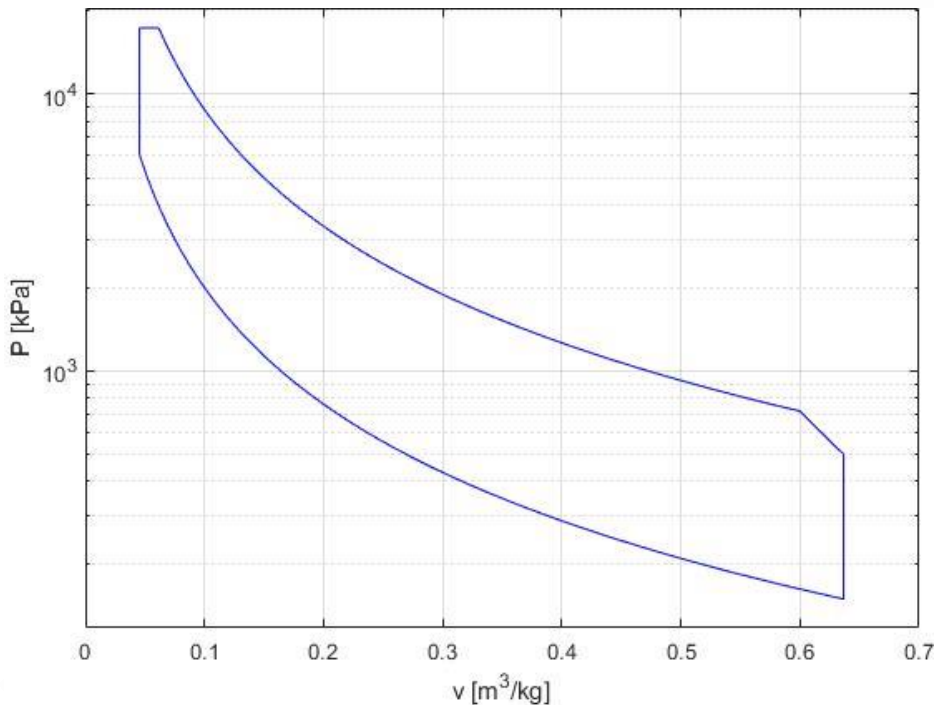
El código del Script<sup>9</sup> se recoge en el **ANEXO III** (pág 73). Para el caso empleado para el diseño, es decir, con una relación de compresión de 14:1, el diagrama P-V es el siguiente:

---

<sup>9</sup> Los datos introducidos en el Script son los correspondientes a la relación de compresión 14:1, relación que se ha estado manteniendo constante para el modelado del ciclo del motor. Posteriormente, cuando se cambie la relación de compresión, se cambiarán los datos en el Script para actualizar el diagrama P-V correspondiente.

**FIGURA 14: DIAGRAMA P-V. RELACIÓN DE COMPRESIÓN 14:1**

Para poder apreciar mejor la forma de la gráfica sin que ésta se deforme debido a los grandes saltos de presión, se va a expresar el eje Y en escala logarítmica. Quedando el diagrama como se muestra en la **Figura 15**.

**FIGURA 15: DIAGRAMA P-V. RELACIÓN DE COMPRESIÓN 14:1 (ESCALA LOGARÍTMICA)**

A partir de este punto, los diagramas P-V se representarán con el eje Y en escala logarítmica para poder compararlos bajo las mismas condiciones.

## **IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS**

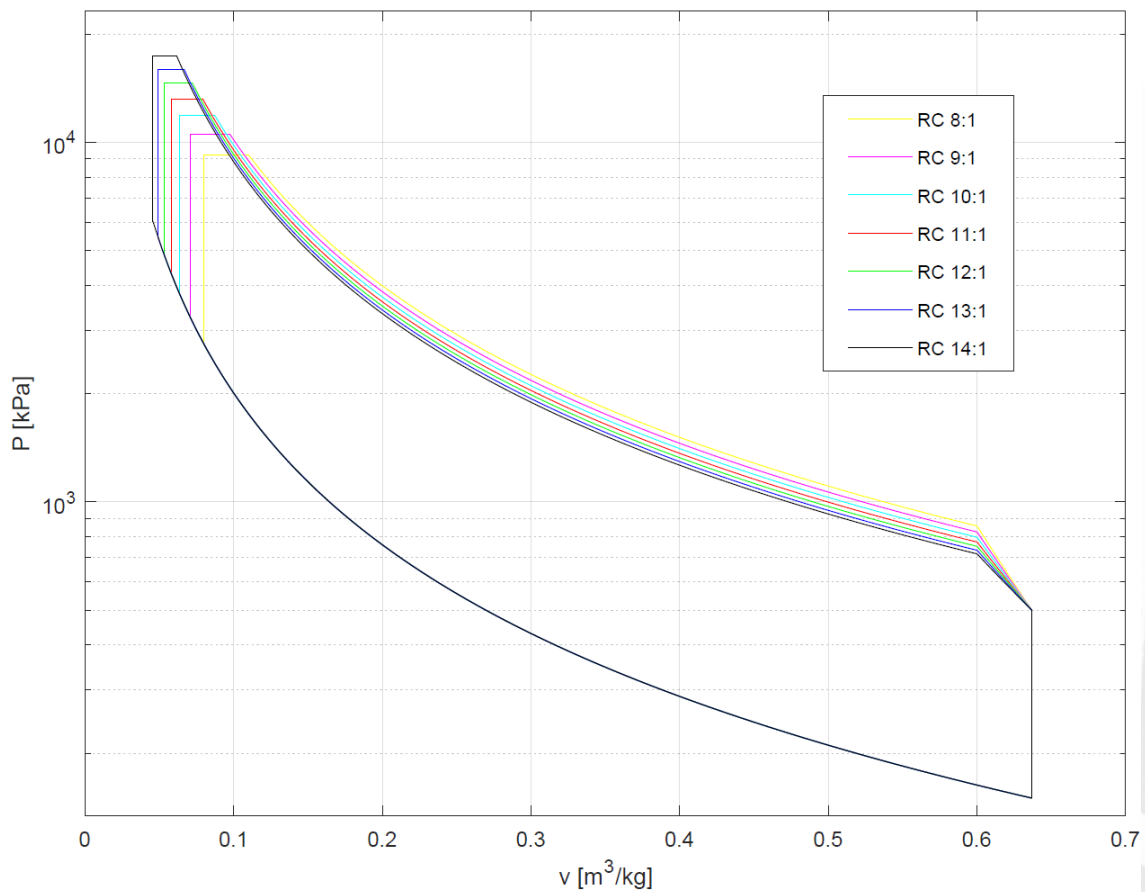




## 1.- Cambios en el ciclo termodinámico

A continuación, se analizarán las respuestas y variaciones del ciclo ante el cambio en la relación de compresión para poder compararla con la de un motor idéntico al diseñado, pero sin la capacidad de variar su relación de compresión. Para ello, dicho motor se fijará en una relación de compresión de 10:1, valor muy frecuente en un motor de combustión interna de Ciclo Otto.

Para ello, se representarán los ciclos resultantes de varias relaciones de compresión en un mismo gráfico. De esta manera se podrá apreciar de una forma más visual los cambios que se producen en el ciclo. Se variará la relación de compresión entre 8:1 y 14:1 en saltos de 1 unidad. El resultado es el siguiente



**FIGURA 16: DIAGRAMAS P-V A DISTINTAS RELACIONES DE COMPRESIÓN**

Para la representación se ha utilizado el mismo Script que se ha comentado en el capítulo anterior. Con el objetivo de no saturar el gráfico con valores, y que así se pueda apreciar mejor su variación de forma, los resultados de presión y temperatura de los puntos S1 al S6 se recogen en la **Tabla 1**. El resto de parámetros se encuentran representados en el **ANEXO I** (pág 53).

	Punto	Presión [kPa]	Volumen específico [m <sup>3</sup> /kg]		Punto	Presión [kPa]	Volumen específico [m <sup>3</sup> /kg]
Relación de compresión 8:1	S1	150	0.6367	Relación de compresión 12:1	S1	150	0.6367
	S2	2,757	0.0796		S2	4,863	0.0531
	S3	9,242	0.0796		S3	14,590	0.0531
	S4	9,242	0.1098		S4	14,590	0.0722
	S5	856.9	0.6		S5	752.2	0.6
	S6	500	0.6367		S6	500	0.6368
Relación de compresión 9:1	S1	150	0.6367	Relación de compresión 13:1	S1	150	0.6367
	S2	3,251	0.0707		S2	5,440	0.0490
	S3	10,546	0.0707		S3	15,978	0.0490
	S4	10,546	0.0972		S4	15,978	0.0664
	S5	824,7	0.6		S5	733.5	0.6
	S6	500	0.6367		S6	500	0.6367
Relación de compresión 10:1	S1	150	0.6367	Relación de compresión 14:1	S1	150	0.6367
	S2	3,768	0.0637		S2	6,035	0.0455
	S3	11,874	0.0637		S3	17,383	0.0455
	S4	11,874	0.0871		S4	17,383	0.0615
	S5	797.2	0.6		S5	716.6	0.6
	S6	500	0.6367		S6	500	0.6367
Relación de compresión 11:1	S1	150	0.6367				
	S2	4,306	0.0579				
	S3	13,222	0.0579				
	S4	13,222	0.0790				
	S5	773.2	0.6				
	S6	500	0.6367				

TABLA 1: VALORES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA

Como se puede observar en la **Figura 16**, el ciclo siempre tiene la misma forma. Lo cual tiene sentido porque el sistema permanece constante. Lo único que cambia para variar la relación de compresión es la carrera del pistón. En concreto su PMS, en función de la posición en la que se encuentre el Harmonic Drive. Al variar el PMS se varía el volumen de la cámara de combustión y, por tanto, la relación de compresión (véase **Ecuación (1)**).

A mayor relación de compresión, más elevado será el PMS (se reduce el volumen de la cámara de combustión) y, por consiguiente, la curva de compresión tendrá un recorrido más largo; reduciendo el volumen específico y aumentando la presión.

Esto provoca que, siendo la combustión igual para todos los casos, el recorrido de la expansión deba ser mayor cuanto mayor es el de la compresión para poder alcanzar el valor inicial del punto S1 y poder así cerrar el ciclo.

Como curiosidad, cabe destacar que todos los procesos tienen la misma forma (mismo exponente politrópico) excepto para la expansión 2, que, como debe ajustarse para alcanzar el punto S6, cambiará su exponente politrópico<sup>10</sup>.

## 2.- Análisis de sensibilidad

El propio programa "Cyclepad" cuenta con una herramienta de análisis de sensibilidad. En ella permite representar gráficamente cómo varía un parámetro en función de otro. Esto es aplicable a cualquier variable. Sin embargo, los objetivos de este proyecto son realizar el análisis de sensibilidad del rendimiento y la potencia en función de la relación de compresión. Variaciones que se estudian en los siguientes apartados.

### 2.1.- Rendimiento

La sensibilidad del rendimiento térmico del ciclo del motor se muestra a continuación.

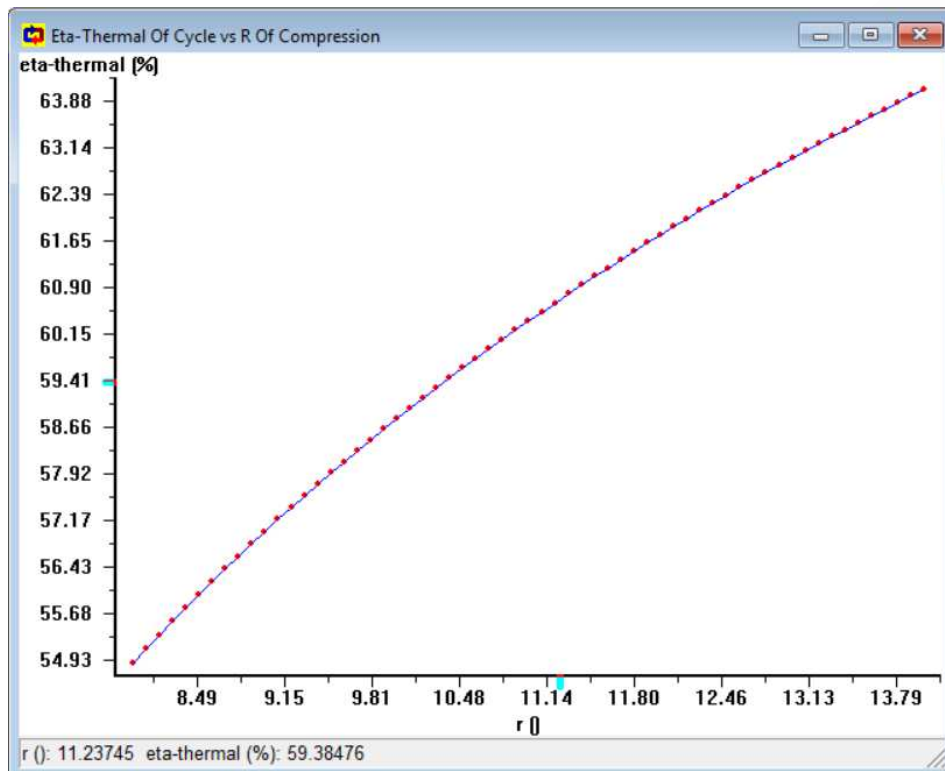


FIGURA 17: ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL RENDIMIENTO

<sup>10</sup> Esto es así debido a que en la modelización se ha forzado a que el ciclo se comporte de esta forma. En un caso real este comportamiento no tiene por qué darse.

En el eje X se muestra la relación de compresión (entre 8:1 y 14:1), y en el Y, el rendimiento térmico del ciclo.

Como se puede observar en la **Figura 17**, el rendimiento térmico aumenta con la relación de compresión, es decir, cuanto mayor sea la relación de compresión, mayor será la eficiencia. Los valores límite mínimo y máximo son de 54.88% y 64.07%, respectivamente. Valores significativamente diferentes teniendo en cuenta que se trata del cambio en el rendimiento de una máquina térmica en pleno funcionamiento. Valor que suele ser prácticamente inamovible.

Con esto se verifica la suposición inicial que se había realizado al inicio del Proyecto. La razón por la que esto sucede es que, al realizarse una mayor compresión de la mezcla, ésta se encuentra más compacta y en un menor espacio (ya que se reduce el volumen de la cámara de combustión). Por tanto, en el momento de la combustión, ésta será más completa, se quemará más combustible y se aprovechará mejor la energía que éste libera. Además, dando por hecho que la potencia también aumenta con la relación de compresión (hecho que se verificará en el siguiente apartado), una mayor potencia con el mismo ciclo termodinámico implica que la energía del combustible se está aprovechando mejor, lo que se traduce en un aumento del rendimiento.

Cabe destacar que el rendimiento que se está tratando en este apartado es el rendimiento térmico del motor. Sin embargo, no es el rendimiento efectivo del vehículo, ya que como se tuvo en cuenta a la hora de calcular la potencia real de éste, existen una serie de pérdidas mecánicas que disminuyen el rendimiento total y, por lo tanto, la potencia.

## 2.2.- Potencia

Debido a que, como ya se ha comentado anteriormente, la potencia del motor depende de las revoluciones que éste tenga en cada momento, se va a analizar la energía liberada por el motor por cada ciclo completo, es decir, el trabajo neto.

Como la potencia es la energía liberada por unidad de tiempo, ambas variables son directamente proporcionales, como puede observarse en la **Ecuación (2)**. Por lo tanto, el estudio del trabajo arrojará una gráfica que, aunque no sea numéricamente igual a la de la potencia para unas revoluciones del motor determinadas, tendrá la misma forma y se comportará igual. Por lo tanto, el trabajo es perfecto para realizar el análisis de sensibilidad de la potencia.

El análisis de sensibilidad del trabajo neto frente a la relación de compresión es el siguiente.

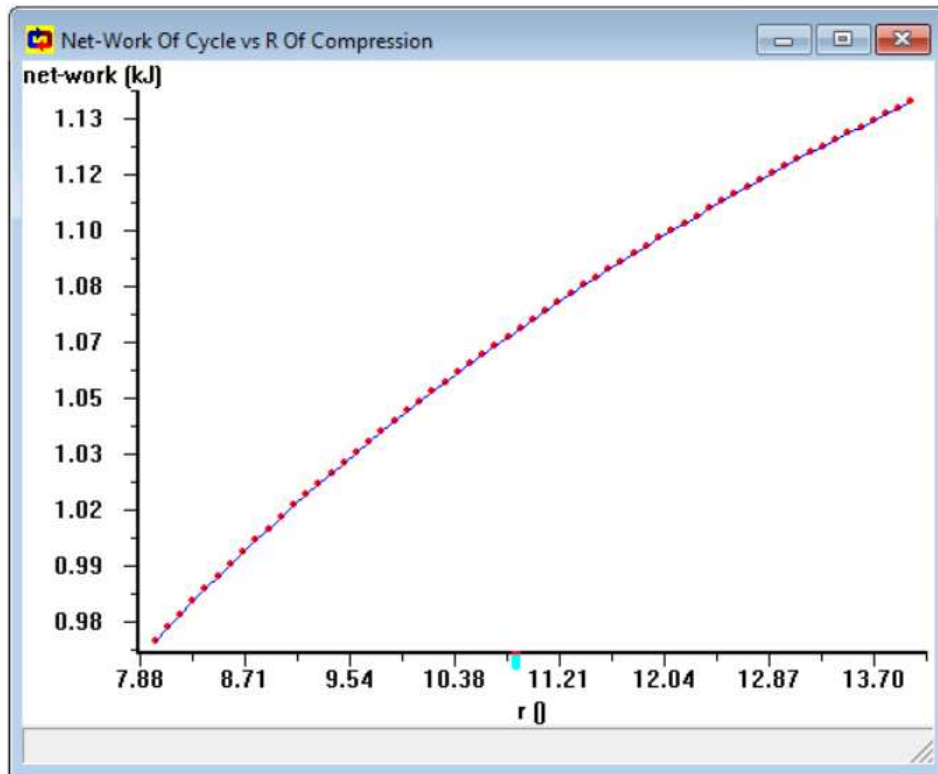


FIGURA 18: ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DEL TRABAJO NETO

Se observa que, de la misma forma que ocurre con el rendimiento, la energía liberada aumenta con la relación de compresión. Con esto, queda demostrada la segunda y última suposición que se hizo al inicio del Proyecto.

Los valores mínimo y máximo son de 0.9766 kJ y 1.14 kJ, respectivamente. Lo que, asumiendo una potencia máxima cuando el motor se encuentra girando a 6,000 rpm y aplicando la **Ecuación (2)**, genera una potencia mínima de 195.32 kW, y una máxima de 228 kW.

Por último, aplicando la disminución de potencia debida a las pérdidas mecánicas, asumidas de un 12%, la potencia mínima a 6,000 rpm es de 230.5 CV, y la máxima de 269 CV.

En la **Figura 18** se observa que, a mayor relación de compresión, mayor recorrido tiene la compresión. Esto provoca que la expansión tenga también un mayor recorrido. Junto con las combustiones, la expansión 1 libera energía. Por tanto, como las combustiones liberan la misma energía siempre, cuanto mayor sea el recorrido de la expansión 1, mayor energía se liberará (lo que se traduce en más potencia). Este recorrido adicional de la expansión 1 es a costa del correspondiente incremento en el recorrido de la compresión, que absorbe energía. Sin embargo, el balance de energías entre la compresión siempre resulta positivo, aumentando a mayor ritmo la energía liberada en la expansión 1 que la absorbida por la compresión a medida que se eleva la relación de compresión.

La energía absorbida por el resto de procesos termodinámicos también resulta insuficiente para contrarrestar el aumento de energía liberada por la expansión 1.)

## **V. CONCLUSIONES**





A continuación se recogen las conclusiones a las que se ha llegado tras el desarrollo de este Proyecto.

Se ha experimentado que el ciclo termodinámico varía de forma considerable cuando su relación de compresión cambia, como se puede observar la **Figura 16**. Por lo tanto, se puede decir que la relación de compresión variable afecta al comportamiento termodinámico del motor, variando muchos de sus parámetros. Los más relevantes en cuanto a este Proyecto son la presión y temperatura máximas en el interior del cilindro, la potencia y el rendimiento. Parámetros que se discutirán a continuación.

También se ha verificado que, con un programa de simulación de ciclos teóricos como es "Cyclepad", se puede modelar un ciclo termodinámico muy similar al que se lleva a cabo en un motor real.

Para ello se ha partido de un modelo de un Ciclo Otto ideal, y se le han introducido procesos termodinámicos intermedios que simulan el adelanto en la apertura del escape y la combustión mixta que se origina en el proceso real de combustión.

Por otra parte, no se ha podido tener en cuenta ningún tipo de pérdidas durante la modelización, por lo que, en cuanto al cálculo de la potencia final del motor, se han estimado unas pérdidas mecánicas del 12%, en base a un balance de energía medio de un motor de combustión (véase **Figura 13**).

Por último, una vez que se ha desarrollado el ciclo termodinámico del motor de forma completa y se han analizado sus principales parámetros y comportamientos, se muestra una imagen que representa el funcionamiento que Infiniti ha previsto para el VC-T Engine, es decir, cómo varía su relación de compresión en función de su estado.



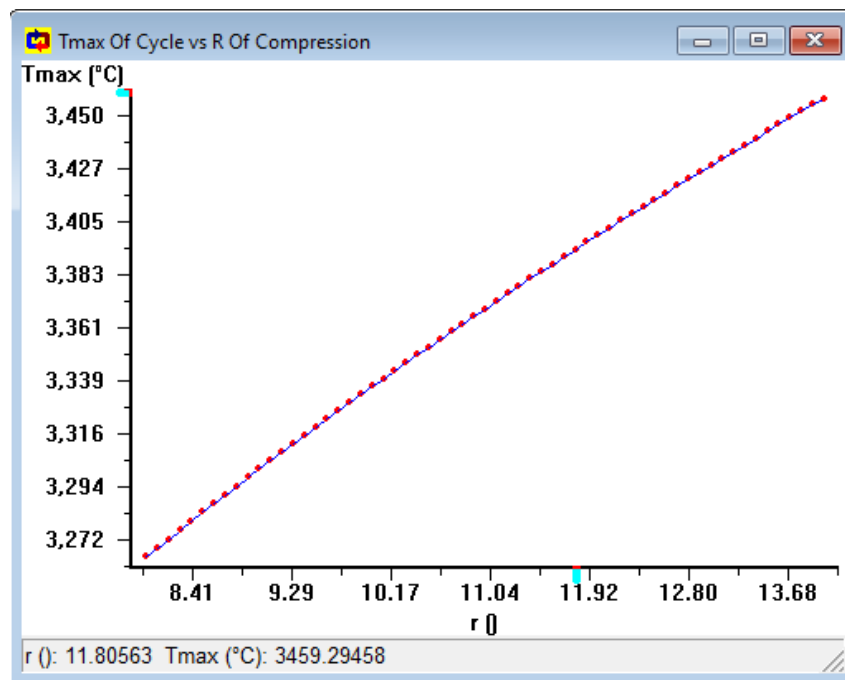
**FIGURA 19: COMPORTAMIENTO DEL VC-T ENGINE**

Cuando el motor está funcionando a baja carga, es decir, cuando entra poca cantidad de combustible en el cilindro (ocasionado por presionar levemente el pedal de aceleración); la relación de compresión tenderá a ser alta, llegando al máximo de 14:1 para una aceleración mínima. Según va aumentando la aceleración, y por lo tanto la cantidad de combustible que entra al cilindro, el motor bajará su relación de compresión gradualmente hasta llegar al mínimo de 8:1 para una aceleración máxima.

El objetivo de diseñar el comportamiento del motor de esta forma es el ahorro en combustible y la optimización del ciclo según los distintos puntos de carga. Para finalizar se extraerán unas breves conclusiones a cerca de la influencia del comportamiento diseñado por Infiniti sobre los parámetros más relevantes del motor.

## 1.- Temperatura y presión máximas

En cuanto a la temperatura máxima, ésta tiene un valor aceptable cuando, a plena carga, la relación de compresión es máxima. Debido a que dicha temperatura aumenta con la relación de compresión (véase **Figura 20**), este parámetro no presenta ningún problema. Su valor máximo es de 3,457 °C.



**FIGURA 20: ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE LA TEMPERATURA MÁXIMA**

El principal problema que se ha tenido en el diseño del ciclo termodinámico de este motor ha sido la presión máxima.

La presión máxima que puede soportar un cilindro es de unos 150 bar. En el modelo se ha comprobado que, para una relación de compresión máxima de 14:1, la presión máxima en el cilindro es 17,383 kPa (173.83 bar). Sin embargo, como estos datos son para una situación de máxima carga, y dado que la relación de compresión máxima tiene lugar en situaciones de baja carga, este punto de trabajo nunca se dará, por lo que la presión máxima en el cilindro entrará siempre dentro del rango aceptable, ya que cuanto menor sea la cantidad de combustible que entra en el cilindro, menor será la

magnitud de la combustión que origina dicha presión máxima. Lo que provoca que se comporte de la misma forma que la temperatura máxima, mostrada en la **Figura 20**.

## 2.- Potencia y rendimiento

En cuanto a la potencia y rendimiento, se ha comprobado, mediante los análisis de sensibilidad realizados en el capítulo anterior, que ambos parámetros aumentan con la relación de compresión.

En el rango de relación de compresión estudiado, la variación que experimentan estos parámetros es de entre 54.88% y 64.07% para el rendimiento y de entre 230.5 CV y 269 CV para la potencia máxima (a 6,000 rpm y a plena carga).

Viendo estos resultados, se concluye que los cambios en la potencia y el rendimiento son lo suficientemente significativos como para que la variación de la relación de compresión durante la marcha sea influyente sobre el ciclo termodinámico y pueda afectar al comportamiento del motor.

De este modo, cuando el motor se encuentra en una situación de baja carga y, por lo tanto, cambie a una relación de compresión alta, el ciclo termodinámico tendrá un rendimiento elevado y una alta liberación de energía por cada ciclo. Esto provoca una disminución en el consumo y un gran aprovechamiento de la energía, ya que esta conducción suele darse en ciudad y, en ella, se produce una gran demanda de potencia debido a los cambios en velocidad que se requiere. Además, tanto la temperatura como la presión máxima no serán muy elevadas porque, aunque la relación de compresión sea alta, está entrando poca cantidad de combustible en los cilindros.

Por otra parte, cuando la situación de trabajo es a carga elevada, el motor disminuirá su relación de compresión debido a que esta conducción, que suele darse en carretera, no conlleva una demanda de potencia tan exigente. En cuanto a la temperatura y presión máximas, estas no son excesivamente elevadas porque, aunque esté entrando una gran cantidad de combustible a los cilindros, la relación de compresión es baja.

De este modo se consigue obtener la potencia demandada en cada situación mientras se mantienen los valores de presión y temperatura máximas en un rango aceptable, para que los cilindros no sufran en exceso.

Con este comportamiento de su nuevo motor VC-T Engine, y mediante estudios realizados con ciclos de conducción, Infiniti ha llegado a la conclusión de que, con este motor, puede ahorrarse hasta un 30% en combustible en comparación con un motor que no posea tecnologías de relación de compresión variable.

### 3.- Emisiones de NOx

Por último, se hará un breve comentario sobre la reducción en emisiones de NOx, uno de los principales contaminantes expulsados en el escape.

Las partículas de NOx expulsadas por cada ciclo son directamente proporcionales a la temperatura en el momento de la combustión (temperatura máxima). El comportamiento del motor objeto del Proyecto cuida también su emisión de NOx porque, como se ha visto en el apartado anterior, la temperatura máxima siempre se controla para que no tenga valores excesivamente elevados. En los momentos de plena carga, la relación de compresión es mínima, reduciendo la temperatura máxima y, en los momentos de máxima relación de compresión, la cantidad de combustible que entra al cilindro es pequeña, reduciendo la temperatura en la combustión.

### 4.- Valoración final

A modo de conclusión final, la relación de compresión variable en un motor no sólo genera un considerable ahorro en combustible, sino que aporta la potencia necesaria para cada situación mientras minimiza la emisión de NOx. Esta tecnología presenta un gran avance en la evolución de los motores de combustión interna, de cara a la eficiencia, la conducción y el medioambiente.

## **VI. BIBLIOGRAFÍA**



- [1] Página web de Saab sobre el Motor de compresión variable Saab SVC.  
<http://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>
- [2] Artículo sobre el motor de compresión variable Saab SVC.  
<https://www.diariomotor.com/noticia/saab-motor-relacion-compresion-variable/>
- [3] Artículo sobre el motor de compresión variable Saab SVC.  
<https://www.km77.com/tecnica/motor/motorsaabsvc/t02.asp>
- [4] Artículo sobre el motor de compresión variable Peugeot 1.5 MCE-5 VCRI.  
<https://www.diariomotor.com/2009/02/24/peugeot-presenta-un-revolucionario-motor-15-mce-5-vcri/amp/>
- [5] Artículo sobre el motor de compresión variable Peugeot 1.5 MCE-5 VCRI.  
<https://www.greencarcongress.com/2009/02/mce-5-developme.html>
- [6] Artículo sobre las bielas de compresión variable de Toyota.  
<https://www.google.com/amp/s/www.actualidadmotor.com/toyota-patente-motor-compresion-variable/amp/>
- [7] Página web de Infiniti.  
<https://www.infiniti.es/universo-infiniti/potencia-rendimiento>
- [8] Artículo sobre el motor de compresión variable Infiniti VC-T Engine.  
<https://www.diariomotor.com/2016/09/18/como-funciona-motor-compresion-variable/amp/>
- [9] Artículo sobre el motor de compresión variable Infiniti VC-T Engine.  
<https://www.motorpasion.com/tecnologia/asi-es-como-funciona-el-motor-turbo-de-compresion-variable-de-infiniti-y-por-que-te-interesa>  
<http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm>
- [10] Información sobre turbocompresores.  
<http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm>
- [11] Tablas de poderes caloríficos.  
<http://www.antoniolima.web.br.com/arquivos/podercalorifico.htm>
- [12] Profesora Cledera Castro, Mar. Apuntes – ICAI- Termodinámica (2º Curso de Grado).
- [13] Profesor Nogueira Goriba, José. Apuntes – Universidad Carlos III – Motores Térmicos (4º Curso de Grado).
- [14] Profesor Lecuona Neumann, Antonio. Apuntes – Universidad Carlos III – Máquinas y Motores Térmicos (1º Curso de Máster).
- [15] Figura 1:SVC  
[https://www.google.com/search?q=saab+svc&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj9IKDs8K7jAh-VCSxoKHYuLATkQ\\_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgsrc=gnHgms1Sn1CwM:](https://www.google.com/search?q=saab+svc&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj9IKDs8K7jAh-VCSxoKHYuLATkQ_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgsrc=gnHgms1Sn1CwM:)

- [16] Figura 2: culata móvil del SVC  
[https://www.google.com/search?q=saab+svc&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj9IKDs8K7jAh-VCSxoKHYuLAtkQ\\_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgrc=qaeQuSBdyvr-SuM:](https://www.google.com/search?q=saab+svc&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj9IKDs8K7jAh-VCSxoKHYuLAtkQ_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgrc=qaeQuSBdyvr-SuM:)
- [17] Figura 3: límites de relación de compresión del SVC  
[https://www.google.com/search?q=saab+svc&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj9IKDs8K7jAh-VCSxoKHYuLAtkQ\\_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgdii=xrn-LOi6oViRODM:&imgrc=yUF8RxT9iFUorM:](https://www.google.com/search?q=saab+svc&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj9IKDs8K7jAh-VCSxoKHYuLAtkQ_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgdii=xrn-LOi6oViRODM:&imgrc=yUF8RxT9iFUorM:)
- [18] Figura 4: sección del 1.5 MCE-5 VCRi  
[https://www.google.com/search?client=firefox-b-ab&biw=1429&bih=1016&tbm=isch&sa=1&ei=6TkoXcu-D8er1fAP\\_6uJCA&q=1.5+mce-5+vcric&oq=1.5+&gs\\_l=img.3.0.35i39j0l9.1255048.1256744..1258012...0.0.0.111.461.1j4.....0....1..gws-wiz-img.....0.iuPdxNZgbOg#imgrc=DnO-VgPQCDq6zM:](https://www.google.com/search?client=firefox-b-ab&biw=1429&bih=1016&tbm=isch&sa=1&ei=6TkoXcu-D8er1fAP_6uJCA&q=1.5+mce-5+vcric&oq=1.5+&gs_l=img.3.0.35i39j0l9.1255048.1256744..1258012...0.0.0.111.461.1j4.....0....1..gws-wiz-img.....0.iuPdxNZgbOg#imgrc=DnO-VgPQCDq6zM:)
- [19] Figura 5: bielas de longitud variable de Toyota  
[https://www.google.com/search?client=firefox-b-ab&biw=1429&bih=1016&tbm=isch&sa=1&ei=1D4oXa\\_2D8S11fAPgvyj4\\_Ak&q=bielas+de+longitud+variable+toyota&oq=bielas+&gs\\_l=img.3.0.35i39j2j0l8.280309.281468..283192...0.0.0.134.701.4j4.....0....1..gws-wiz-img.....0..0i67.G9uQlby7xD4#imgrc=P9FzR3xFRYN0UM:](https://www.google.com/search?client=firefox-b-ab&biw=1429&bih=1016&tbm=isch&sa=1&ei=1D4oXa_2D8S11fAPgvyj4_Ak&q=bielas+de+longitud+variable+toyota&oq=bielas+&gs_l=img.3.0.35i39j2j0l8.280309.281468..283192...0.0.0.134.701.4j4.....0....1..gws-wiz-img.....0..0i67.G9uQlby7xD4#imgrc=P9FzR3xFRYN0UM:)
- [20] Figura 6: límites de relación de compresión del VC-T Engine  
[https://www.google.com/search?q=vc-t+engine&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwifv-ul967jAhUR\\_RQKHV4FDJMQ\\_AUIECgB&biw=1429&bih=1016&dpr=0.9#imgrc=i2lh10J7QdPoFM:](https://www.google.com/search?q=vc-t+engine&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwifv-ul967jAhUR_RQKHV4FDJMQ_AUIECgB&biw=1429&bih=1016&dpr=0.9#imgrc=i2lh10J7QdPoFM:)
- [21] Figura 7: sección del VC-T Engine  
[https://www.google.com/search?q=vc-t+engine&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj4-tuY967jAhU7AWMBHYJo-CyIQ\\_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgrc=PDdFiX3g4w7mUM:](https://www.google.com/search?q=vc-t+engine&client=firefox-b-ab&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwj4-tuY967jAhU7AWMBHYJo-CyIQ_AUIECgB&biw=1429&bih=1016#imgrc=PDdFiX3g4w7mUM:)



# **ANEXO I**



## Puntos (RC 14:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 684.2°C  
P = 6,035 kPa  
v = 0.0455 m<sup>3</sup>/kg  
u = 686.2 kJ/kg  
h = 960.7 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0357 L  
U = 0.5388 kJ  
H = 0.7544 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 2,485°C  
P = 17,383 kPa  
v = 0.0455 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,977 kJ/kg  
h = 2,767 kJ/kg  
s = 3.17 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0357 L  
U = 1.55 kJ  
H = 2.17 kJ  
S = 0.0025 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 3,457°C  
P = 17,383 kPa  
v = 0.0615 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,673 kJ/kg  
h = 3,743 kJ/kg  
s = 3.47 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0483 L  
U = 2.10 kJ  
H = 2.94 kJ  
S = 0.0027 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 1,227°C  
P = 716.6 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,075 kJ/kg  
h = 1,505 kJ/kg  
s = 3.47 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 0.8441 kJ  
H = 1.18 kJ  
S = 0.0027 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 14:1)

**COMPRESSION**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: ADIABATIC  
 Modeled as: ISENTROPIC  
 $q = 0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0 \text{ kJ}$   
 $n = 1.40$   
 $r = 14.00$   
 spec-work =  $-447.4 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $-0.3513 \text{ kJ}$

**ISOCHORIC COMBUSTION**

Modeled as: ISOCHORIC  
 Modeled as: not ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption  
 $HV = 40,000 \text{ kJ/kg}$   
 $q = 1,290 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 1.01 \text{ kJ}$   
 $A/F = 30.00$   
 spec-work =  $0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0 \text{ kJ}$

**ISOBARIC COMBUSTION**

Modeled as: not ISOCHORIC  
 Modeled as: ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption  
 $HV = 40,000 \text{ kJ/kg}$   
 $q = 975.6 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0.7661 \text{ kJ}$   
 $A/F = 40.00$   
 $r-c = 1.35$   
 spec-work =  $278.7 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0.2189 \text{ kJ}$

**EXPANSION 1**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: ADIABATIC  
 Modeled as: ISENTROPIC  
 $q = 0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0 \text{ kJ}$   
 $n = 1.40$   
 spec-work =  $1,598 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $1.26 \text{ kJ}$

**EXPANSION 2**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: not ADIABATIC  
 Modeled as: not ISENTROPIC  
 $q = -257.0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = -0.2018 \text{ kJ}$   
 $n = 6.06$   
 spec-work =  $22.07 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0.0173 \text{ kJ}$

**EXHAUST**

Modeled as: ISOCHORIC  
 Modeled as: not ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption  
 $q = -557.1 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = -0.4375 \text{ kJ}$   
 spec-work =  $0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0 \text{ kJ}$

## Puntos (RC 13:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 656.3°C  
P = 5,440 kPa  
v = 0.0490 m<sup>3</sup>/kg  
u = 666.1 kJ/kg  
h = 932.6 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0385 L  
U = 0.5231 kJ  
H = 0.7323 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 2,457°C  
P = 15,978 kPa  
v = 0.0490 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,956 kJ/kg  
h = 2,739 kJ/kg  
s = 3.18 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0385 L  
U = 1.54 kJ  
H = 2.15 kJ  
S = 0.0025 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 3,429°C  
P = 15,978 kPa  
v = 0.0664 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,653 kJ/kg  
h = 3,715 kJ/kg  
s = 3.49 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0522 L  
U = 2.08 kJ  
H = 2.92 kJ  
S = 0.0027 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 1,262°C  
P = 733.5 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,100 kJ/kg  
h = 1,540 kJ/kg  
s = 3.49 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 0.8639 kJ  
H = 1.21 kJ  
S = 0.0027 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 13:1)

```

COMPRESSION
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
r = 13.00
spec-work = -427.4 kJ/kg
work = -0.3356 kJ

```

```

ISOCHORIC COMBUSTION
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 1,290 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 1.01 kJ
A/F = 30.00
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ

```

```

ISOBARIC COMBUSTION
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 975.6 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0.7661 kJ
A/F = 40.00
r-c = 1.36
spec-work = 278.7 kJ/kg
work = 0.2189 kJ

```

```

EXPANSION 1
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
spec-work = 1,553 kJ/kg
work = 1.22 kJ

```

```

EXPANSION 2
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: not ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
q = -281.9 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.2214 kJ
n = 6.45
spec-work = 22.34 kJ/kg
work = 0.0175 kJ

```

```

EXHAUST
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
q = -557.1 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.4375 kJ
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ

```

## Puntos (RC 12:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 627.0°C  
P = 4,863 kPa  
v = 0.0531 m<sup>3</sup>/kg  
u = 645.2 kJ/kg  
h = 903.2 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0417 L  
U = 0.5066 kJ  
H = 0.7093 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 2,427°C  
P = 14,590 kPa  
v = 0.0531 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,935 kJ/kg  
h = 2,710 kJ/kg  
s = 3.20 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0417 L  
U = 1.52 kJ  
H = 2.13 kJ  
S = 0.0025 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 3,400°C  
P = 14,590 kPa  
v = 0.0722 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,632 kJ/kg  
h = 3,685 kJ/kg  
s = 3.51 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0567 L  
U = 2.07 kJ  
H = 2.89 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 1,301°C  
P = 752.2 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,128 kJ/kg  
h = 1,580 kJ/kg  
s = 3.51 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 0.8860 kJ  
H = 1.24 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 12:1)

```

COMPRESSION
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
r = 12.00
spec-work = -406.4 kJ/kg
work = -0.3191 kJ
  
```

```

ISOCHORIC COMBUSTION
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 1,290 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 1.01 kJ
A/F = 30.00
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ
  
```

```

ISOBARIC COMBUSTION
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 975.6 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0.7661 kJ
A/F = 40.00
r-c = 1.36
spec-work = 278.7 kJ/kg
work = 0.2189 kJ
  
```

```

EXPANSION 1
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
spec-work = 1,504 kJ/kg
work = 1.18 kJ
  
```

```

EXPANSION 2
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: not ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
q = -309.7 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.2432 kJ
n = 6.87
spec-work = 22.64 kJ/kg
work = 0.0178 kJ
  
```

```

EXHAUST
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
q = -557.1 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.4375 kJ
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ
  
```



## Puntos (RC 11:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 596.2°C  
P = 4,306 kPa  
v = 0.0579 m<sup>3</sup>/kg  
u = 623.1 kJ/kg  
h = 872.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0455 L  
U = 0.4893 kJ  
H = 0.6850 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 2,397°C  
P = 13,222 kPa  
v = 0.0579 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,913 kJ/kg  
h = 2,679 kJ/kg  
s = 3.22 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0455 L  
U = 1.50 kJ  
H = 2.10 kJ  
S = 0.0025 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 3,369°C  
P = 13,222 kPa  
v = 0.0790 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,610 kJ/kg  
h = 3,654 kJ/kg  
s = 3.53 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0620 L  
U = 2.05 kJ  
H = 2.87 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 1,345°C  
P = 773.2 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,160 kJ/kg  
h = 1,624 kJ/kg  
s = 3.53 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 0.9108 kJ  
H = 1.28 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 11:1)

```

COMPRESSION
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
r = 11.00
spec-work = -384.3 kJ/kg
work = -0.3018 kJ
  
```

```

ISOCHORIC COMBUSTION
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 1,290 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 1.01 kJ
A/F = 30.00
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ
  
```

```

ISOBARIC COMBUSTION
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 975.6 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0.7661 kJ
A/F = 40.00
r-c = 1.36
spec-work = 278.7 kJ/kg
work = 0.2189 kJ
  
```

```

EXPANSION 1
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
spec-work = 1,450 kJ/kg
work = 1.14 kJ
  
```

```

EXPANSION 2
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: not ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
q = -341.0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.2677 kJ
n = 7.34
spec-work = 22.97 kJ/kg
work = 0.0180 kJ
  
```

```

EXHAUST
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
q = -557.1 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.4375 kJ
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ
  
```

## Puntos (RC 10:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS  
T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS  
T = 563.7°C  
P = 3,768 kPa  
v = 0.0637 m<sup>3</sup>/kg  
u = 599.8 kJ/kg  
h = 839.7 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0500 L  
U = 0.4710 kJ  
H = 0.6594 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS  
T = 2,364°C  
P = 11,874 kPa  
v = 0.0637 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,890 kJ/kg  
h = 2,646 kJ/kg  
s = 3.23 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0500 L  
U = 1.48 kJ  
H = 2.08 kJ  
S = 0.0025 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS  
T = 3,336°C  
P = 11,874 kPa  
v = 0.0871 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,587 kJ/kg  
h = 3,622 kJ/kg  
s = 3.55 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0684 L  
U = 2.03 kJ  
H = 2.84 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS  
T = 1,395°C  
P = 797.2 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,196 kJ/kg  
h = 1,674 kJ/kg  
s = 3.55 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 0.9390 kJ  
H = 1.31 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS  
T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 10:1)

**COMPRESSION**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: ADIABATIC  
 Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0 \text{ kJ}$   
 $n = 1.40$   
 $r = 10.00$   
 spec-work =  $-361.0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $-0.2835 \text{ kJ}$

**ISOCHORIC COMBUSTION**

Modeled as: ISOCHORIC  
 Modeled as: not ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption

HV =  $40,000 \text{ kJ/kg}$   
 $q = 1,290 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 1.01 \text{ kJ}$   
 A/F =  $30.00$   
 spec-work =  $0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0 \text{ kJ}$

**ISOBARIC COMBUSTION**

Modeled as: not ISOCHORIC  
 Modeled as: ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption

HV =  $40,000 \text{ kJ/kg}$   
 $q = 975.6 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0.7661 \text{ kJ}$   
 A/F =  $40.00$   
 $r-c = 1.37$   
 spec-work =  $278.7 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0.2189 \text{ kJ}$

**EXPANSION 1**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: ADIABATIC  
 Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0 \text{ kJ}$   
 $n = 1.40$   
 spec-work =  $1,391 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $1.09 \text{ kJ}$

**EXPANSION 2**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: not ADIABATIC  
 Modeled as: not ISENTROPIC

$q = -376.5 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = -0.2956 \text{ kJ}$   
 $n = 7.85$   
 spec-work =  $23.35 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0.0183 \text{ kJ}$

**EXHAUST**

Modeled as: ISOCHORIC  
 Modeled as: not ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption

$q = -557.1 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = -0.4375 \text{ kJ}$   
 spec-work =  $0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0 \text{ kJ}$

## Puntos (RC 9:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 529.2°C  
P = 3,251 kPa  
v = 0.0707 m<sup>3</sup>/kg  
u = 575.0 kJ/kg  
h = 805.0 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0556 L  
U = 0.4515 kJ  
H = 0.6322 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 2,329°C  
P = 10,546 kPa  
v = 0.0707 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,865 kJ/kg  
h = 2,611 kJ/kg  
s = 3.25 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0556 L  
U = 1.46 kJ  
H = 2.05 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 3,302°C  
P = 10,546 kPa  
v = 0.0972 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,562 kJ/kg  
h = 3,587 kJ/kg  
s = 3.57 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0763 L  
U = 2.01 kJ  
H = 2.82 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 1,453°C  
P = 824.7 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,237 kJ/kg  
h = 1,732 kJ/kg  
s = 3.57 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 0.9714 kJ  
H = 1.36 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 9:1)

**COMPRESSION**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: ADIABATIC  
 Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0 \text{ kJ}$   
 $n = 1.40$   
 $r = 9.00$

spec-work =  $-336.3 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $-0.2640 \text{ kJ}$

**ISOCHORIC COMBUSTION**

Modeled as: ISOCHORIC  
 Modeled as: not ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption

HV =  $40,000 \text{ kJ/kg}$   
 $q = 1,290 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 1.01 \text{ kJ}$   
 A/F =  $30.00$

spec-work =  $0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0 \text{ kJ}$

**ISOBARIC COMBUSTION**

Modeled as: not ISOCHORIC  
 Modeled as: ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption

HV =  $40,000 \text{ kJ/kg}$   
 $q = 975.6 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0.7661 \text{ kJ}$   
 A/F =  $40.00$   
 $r-c = 1.37$

spec-work =  $278.7 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0.2189 \text{ kJ}$

**EXPANSION 1**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: ADIABATIC  
 Modeled as: ISENTROPIC

$q = 0 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = 0 \text{ kJ}$   
 $n = 1.40$

spec-work =  $1,325 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $1.04 \text{ kJ}$

**EXPANSION 2**

Modeled as: not ISOTHERMAL  
 Modeled as: not ADIABATIC  
 Modeled as: not ISENTROPIC

$q = -417.3 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = -0.3277 \text{ kJ}$   
 $n = 8.42$

spec-work =  $23.78 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0.0187 \text{ kJ}$

**EXHAUST**

Modeled as: ISOCHORIC  
 Modeled as: not ISOBARIC  
 Modeled as: Make Assumption

$q = -557.1 \text{ kJ/kg}$   
 $m = 0 \text{ kg}$   
 $Q = -0.4375 \text{ kJ}$

spec-work =  $0 \text{ kJ/kg}$   
 work =  $0 \text{ kJ}$

## Puntos (RC 8:1)

S1

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 60.00°C  
P = 150.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 238.8 kJ/kg  
h = 334.3 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.1875 kJ  
H = 0.2625 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S2

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 492.2°C  
P = 2,757 kPa  
v = 0.0796 m<sup>3</sup>/kg  
u = 548.6 kJ/kg  
h = 768.0 kJ/kg  
s = 2.41 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0625 L  
U = 0.4308 kJ  
H = 0.6031 kJ  
S = 0.0019 kJ/K

S3

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 2,293°C  
P = 9,242 kPa  
v = 0.0796 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,839 kJ/kg  
h = 2,574 kJ/kg  
s = 3.28 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0625 L  
U = 1.44 kJ  
H = 2.02 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

S4

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 3,265°C  
P = 9,242 kPa  
v = 0.1098 m<sup>3</sup>/kg  
u = 2,536 kJ/kg  
h = 3,550 kJ/kg  
s = 3.60 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.0862 L  
U = 1.99 kJ  
H = 2.79 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S5

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 1,520°C  
P = 856.9 kPa  
v = 0.6000 m<sup>3</sup>/kg  
u = 1,285 kJ/kg  
h = 1,799 kJ/kg  
s = 3.60 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.4712 L  
U = 1.01 kJ  
H = 1.41 kJ  
S = 0.0028 kJ/K

S6

Substance: AIR  
Phase: GAS

T = 837.3°C  
P = 500.0 kPa  
v = 0.6367 m<sup>3</sup>/kg  
u = 795.9 kJ/kg  
h = 1,114 kJ/kg  
s = 3.27 kJ/kgK  
m = 0 kg  
V = 0.5000 L  
U = 0.6250 kJ  
H = 0.8750 kJ  
S = 0.0026 kJ/K

## Procesos termodinámicos (RC 8:1)

```

COMPRESSION
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
r = 8.00
spec-work = -309.8 kJ/kg
work = -0.2433 kJ

```

```

ISOCHORIC COMBUSTION
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 1,290 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 1.01 kJ
A/F = 30.00
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ

```

```

ISOBARIC COMBUSTION
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
HV = 40,000 kJ/kg
q = 975.6 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0.7661 kJ
A/F = 40.00
r-c = 1.38
spec-work = 278.7 kJ/kg
work = 0.2189 kJ

```

```

EXPANSION 1
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
q = 0 kJ/kg
m = 0 kg
Q = 0 kJ
n = 1.40
spec-work = 1,250 kJ/kg
work = 0.9819 kJ

```

```

EXPANSION 2
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: not ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
q = -465.1 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.3652 kJ
n = 9.06
spec-work = 24.27 kJ/kg
work = 0.0191 kJ

```

```

EXHAUST
Modeled as: ISOCHORIC
Modeled as: not ISOBARIC
Modeled as: Make Assumption
q = -557.1 kJ/kg
m = 0 kg
Q = -0.4375 kJ
spec-work = 0 kJ/kg
work = 0 kJ

```



## **ANEXO II**



## Propiedades del ciclo para RC desde 13:1 hasta 8:1

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 91.00%
eta-thermal = 62.97%
Tmax = 3,429°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,428 kPa
Pmax = 15,978 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5878 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0490 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 23.05%
work-ratio = 76.95%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.6589 kJ
net Q = 1.12 kJ
net-work = 1.12 kJ
work in = -0.3356 kJ
work out = 1.46 kJ
    
```

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 90.93%
eta-thermal = 61.74%
Tmax = 3,400°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,397 kPa
Pmax = 14,590 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5837 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0531 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 22.51%
work-ratio = 77.49%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.6807 kJ
net Q = 1.10 kJ
net-work = 1.10 kJ
work in = -0.3191 kJ
work out = 1.42 kJ
    
```

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 90.85%
eta-thermal = 60.36%
Tmax = 3,369°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,363 kPa
Pmax = 13,222 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5789 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0579 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 21.93%
work-ratio = 78.07%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.7052 kJ
net Q = 1.07 kJ
net-work = 1.07 kJ
work in = -0.3018 kJ
work out = 1.38 kJ
    
```

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 90.77%
eta-thermal = 58.80%
Tmax = 3,336°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,325 kPa
Pmax = 11,874 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5731 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0637 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 21.32%
work-ratio = 78.68%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.7331 kJ
net Q = 1.05 kJ
net-work = 1.05 kJ
work in = -0.2835 kJ
work out = 1.33 kJ
    
```

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 90.68%
eta-thermal = 56.99%
Tmax = 3,302°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,282 kPa
Pmax = 10,546 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5660 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0707 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 20.66%
work-ratio = 79.34%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.7652 kJ
net Q = 1.01 kJ
net-work = 1.01 kJ
work in = -0.2640 kJ
work out = 1.28 kJ
    
```

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 90.58%
eta-thermal = 54.88%
Tmax = 3,265°C
Tmin = 60.00°C
MEP = 2,232 kPa
Pmax = 9,242 kPa
Pmin = 150.0 kPa
V-disp = 0.5571 m^3/kg
V-max = 0.6367 m^3/kg
V-min = 0.0796 m^3/kg
m = 0 kg
back-work-ratio = 19.94%
work-ratio = 80.06%
Q-in = 1.78 kJ
Q-out = -0.8027 kJ
net Q = 0.9766 kJ
net-work = 0.9766 kJ
work in = -0.2433 kJ
work out = 1.22 kJ
    
```



## **ANEXO III**



## Código para la representación del diagrama P-V

```

clear all
close all

%% 1.-PUNTOS
S1_P = 150;
S1_v = 0.636737724137931;
S2_P = 6034.90598765909;
S2_v = 0.0454812660098522;
S3_P = 17383.0736518191;
S3_v = 0.0454812660098522;
S4_P = 17383.0736518191;
S4_v = 0.0615167295983145;
S5_P = 716.647111029181;
S5_v = 0.6;
S6_P = 500;
S6_v = 0.636737724137931;

%% COMPRESIÓN

v = linspace(S1_v, S2_v);
P = Compresion(v, S1_P, S1_v);

h1 = figure;
semilogy(v, P, 'b');
xlabel('v [m^3/kg]')
ylabel('P [kPa]')
grid on;
hold on;

%% COMBUSTIÓN ISOCÓRICA

v = [S2_v S3_v];
P = [S2_P S3_P];

semilogy(v, P, 'b')
hold on;

%% COMBUSTIÓN ISOBÁRICA

v = [S3_v S4_v];
P = [S3_P S4_P];

semilogy(v, P, 'b')
hold on;

%% EXPANSIÓN 1

v = linspace(S4_v, S5_v);
P = Expansion_1(v, S4_P, S4_v);

semilogy(v, P, 'b');
xlabel('v [m^3/kg]')
ylabel('P [kPa]')

```

```
grid on;
hold on;

%% EXPANSIÓN 2

v = linspace(S5_v, S6_v);
P = Expansion_2(v, S5_P, S5_v);

semilogy(v, P, 'b');
xlabel('v [m^3/kg]')
ylabel('P [kPa]')
grid on;
hold on;

%% ESCAPE

v = [S6_v S1_v];
P = [S6_P S1_P];

semilogy(v, P, 'b')

%% FUNCIONES

function P_aux = Compresion(v, S1_P, S1_v)

cte = S1_P*S1_v^(1.4);
P_aux = cte./(v.^(1.4));

end

function P_aux = Expansion_1(v, S4_P, S4_v)

cte = S4_P*S4_v^(1.4);
P_aux = cte./(v.^(1.4));

end

function P_aux = Expansion_2(v, S5_P, S5_v)

cte = S5_P*S5_v^(6.05732);
P_aux = cte./(v.^(6.05732));

End
```